



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

SKRIPSI - ME141501

**PEMODELAN MATEMATIK SISTEM KENDALI GERAK UNTUK
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN
SISTEM PNEUMATIK**

Anugrah Swargani
NRP. 0421154600004

Dosen Pembimbing
Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



SKRIPSI - ME141501

**PEMODELAN MATEMATIK SISTEM KENDALI GERAK UNTUK
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT
BERDASARKAN SISTEM PNEUMATIK**

**Anugrah Swargani
NRP. 0421154600004**

**Dosen Pembimbing
Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



THESIS - 141501

**MATHEMATICAL MODELING OF MOTION CONTROL SYSTEM
FOR CURRENT WATER POWER PLANT BASED ON
PNEUMATIC SYSTEM**

Anugrah Swargani
NRP. 0421154600004

Supervisor
Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN MATEMATIK SISTEM KENDALI GERAK UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN SISTEM PNEUMATIK

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Electrical and Automation System* (MEAS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh :

Anugrah Swargani
NRP. 04211546000004

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi :

1. Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.

NIP : 1956 0519 1986 10 1001

SURABAYA
Januari, 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN MATEMATIK SISTEM KENDALI GERAK UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN SISTEM PNEUMATIK

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Electrical and Automation System* (MEAS)

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Anugrah Swargani

NRP. 0421154600004



Disetujui oleh

Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.

NIP. 1977 0802 2008 01 1007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PEMODELAN MATEMATIK SISTEM KENDALI GERAK UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS AIR LAUT BERDASARKAN SISTEM PNEUMATIK

Nama Mahasiswa : Anugrah Swargani
NRP : 04211546000004
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS
Dosen Pembimbing : Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.

Abstrak

Kebutuhan akan energi listrik di Indonesia semakin meningkat tapi sampai saat ini sumber daya untuk menghasilkan energi listrik masih menggunakan bahan bakar fosil seperti minyak bumi, batu bara, dan gas. Bahan bakar fosil termasuk dalam kategori energi yang tidak bisa diperbarui, sedangkan ketersediaan bahan bakar fosil semakin menipis dan juga bahan bakar fosil salah satu penyebab lapisan ozon berkurang. Maka dari itu sekarang banyak berlomba-lomba menciptakan bahan bakar yang terbarukan dan ramah lingkungan, salah satunya yang dikembangkan dan cocok digunakan di Indonesia adalah pembangkit listrik tenaga arus air laut dikarenakan sebagian besar Indonesia terdiri dari lautan.

Dalam penelitian ini dilakukan proses pemodelan matematik berdasarkan sistem pneumatik untuk kendali gerak linier generator yang ada pada pembangkit listrik tenaga arus air laut yang direncanakan. Dalam penelitian ini dilakukan total ada 18 percobaan variasi diameter dan tekanan kerja. Dalam penelitian ini variasi diameter yaitu 100 mm, 150 mm, dan 200 mm. Sedangkan, untuk tekanan kerja divariasi 6 bar, 8 bar, 10 bar, 12 bar, 14 bar, dan 16 bar.

Dari hasil penelitian yang dilakukan percobaan yang ke 1 yaitu diameter piston 100 mm dengan tekanan kerja 6 bar yang efisien untuk sistem kendali gerak linier generator pada pembangkit listrik tenaga arus air laut yaitu menghasilkan respon aktuator 99,799 m/ks.

Kata kunci : *Pemodelan Matematik, Sistem Kendali Gerak, Sistem Pneumatik.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

MATHEMATICAL MODELING OF MOTION CONTROL SYSTEM FOR CURRENT WATER POWER PLANT BASED ON PNEUMATIC SYSTEM

Name of Student : Anugrah Swargani
NRP : 04211546000004
Department : Marine Energy FTK - ITS
Supervisor : Indra Ranu Kusuma, ST., M.Sc.

Abstract

The need for electrical energy in Indonesia is increasing but to date the resources to generate electricity still use fossil fuels such as petroleum, coal and gas. Fossil fuels fall into the category of non-renewable energy, while the availability of fossil fuels is running low and also the fossil fuels of one of the ozone depleting substances are reduced. So now many are competing to create renewable and environmentally friendly fuel, one of which is developed and suitable for use in Indonesia is the sea water power plant because most of Indonesia consists of oceans.

In this research, mathematical modeling process based on pneumatic system for linear motion control of existing generator at sea current power plant is planned. In this research, there were 18 total experiments of variation in diameter and working pressure. In this study variations in diameter are 100 mm, 150 mm, and 200 mm. Meanwhile, for working pressure varied 6 bar, 8, bar, 10 bar, 12 bar, 14 bar, and 16 bar.

From the results of the experiment conducted the 1st experiment piston diameter of 100 mm with an efficient working pressure of 6 bar for linear motion control system generator at sea water power generator that produce actuator response 99,799 m / ks.

Keywords: Mathematical Modeling, Motion Control System, Pneumatic System.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT, memuji, memohon pertolongan dan meminta ampun kepada-Nya. *Alhamdulillahirabbil Alaamiin*. Atas berkat rahmat Allah yang Maha Kuasa, penulis panjatkan puji dan syukur telah terselesaikannya skripsi yang berjudul **“Pemodelan Matematik Sistem Kendali Gerak Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Arus Air Laut Berdasarkan Sistem Pneumatik”** dengan baik tepat pada waktunya.

Penulisan skripsi ini disusun guna menyelesaikan salah satu dari beban satuan kredit semester (SKS) dan memperoleh gelar sarjana teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam proses penyelesaian skripsi ini penulis mengucapkan terima kasih atas kasih sayang dan dukungan moral serta material kepada kedua orang tua penulis Djaini dan Munawaroh beserta keluarga tercinta. Ucapan terima kasih juga penulis ucapkan kepada semua pihak yang telah membantu dalam proses penyelesaian skripsi ini yang tidak dapat dicantumkan satu persatu. Khususnya kepada beberapa pihak berikut ini:

1. Indra Ranu Kusuma, S.T., M.Sc. sebagai dosen pembimbing skripsi yang telah memberikan arahan selama proses penelitian ini.
2. Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T. sebagai Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
3. Segenap keluarga, terutama Ibu dan Bapak tercinta yang selalu memberi dukungan, semangat dan doa untuk keberhasilan putra tercintanya.
4. Teman dan Kakak dari anggota Laboratorium Marine Electrical and Automatical System Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS yang telah menemani, memotivasi, dan memberikan ilmu serta pengetahuan tentang materi penelitian ini.
5. Seluruh civitas akademika Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang telah memberikan fasilitas dalam penyelesaian skripsi ini

Demikian besar harapan penulis atas hasil dari skripsi ini dapat bermanfaat bagi para pembacanya serta dapat bermanfaat bagi adik-adik tingkat dalam penyelesaian tugas skripsi kedepannya sebagai bahan referensi. Mohon maaf penulis sampaikan apabila ada kekurangan dalam penulisan skripsi ini. Koreksi dan saran yang bersifat membangun sangat penulis harapkan dalam penyempurnaan skripsi ini.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
LEMBAR PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
KATA PENGANTAR	xiv
DAFTAR ISI.....	xvi
DAFTAR GAMBAR	xviii
DAFTAR TABEL	xx
BAB I	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II.....	5
LANDASAN TEORI	5
2.1 Portable Induced Vibration	5
2.2 Pengertian Teknik Otomatisasi.....	6
2.3 Konstruksi Pneumatik.....	6
2.3.1 Unit Tenaga (Power Pack).....	6
2.3.2 Unit Pengatur	6
2.3.3 Unit Penggerak (<i>Actuator</i>)	7
2.4 Sistem Pneumatik	8
2.5 Elemen Sistem Pneumatik.....	8
2.6 Katup-katup Pneumatik.....	9
2.7 Efektifitas Pneumatik	10
2.8 Kebutuhan Udara	10
2.9 Gaya Piston.....	11
2.10 Diagram Perubahan Langkah	11
2.11 Diagram Perubahan Waktu	12
2.12 Diagram Kontrol.....	12
2.13 Representasi Sistem Katup Silinder Pneumatik	13
BAB III	17
METODOLOGI PENELITIAN.....	17
BAB IV.....	19
ANALISA DATA dan PEMBAHASAN	19
4.1 Kebutuhan Udara	19
4.2 Gaya Piston.....	19
4.3 Rangkaian Pneumatik	20
4.4 Parameter Dalam Rangkaian Pneumatik.....	24
BAB V	45

KESIMPULAN dan SARAN	45
5.1 Kesimpulan.....	45
DAFTAR PUSTAKA	47

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Portable Induced Vibration	2
Gambar 2.1	Desain Portable Induce Vibration	5
Gambar 2.2	Portable Induce Vibration dengan potongan melintang	5
Gambar 2.3	Macam-macam <i>Actuator</i>	7
Gambar 2.4	Jenis <i>Single Acting Cylinder</i> dan Simbol	7
Gambar 2.5	Jenis <i>Double Acting Cylinder</i> dan Simbol	8
Gambar 2.6	Elemen Sistem Pneumatik (<i>FESTO FluidSIM</i>).....	9
Gambar 2.7	Efektifitas Udara Bertekanan	10
Gambar 2.8	Diagram Perubahan Langkah	12
Gambar 2.9	Diagram Perubahan Waktu	12
Gambar 2.10	Diagram Kontrol Sakelar	13
Gambar 2.11	Diagram Perubahan Langkah dan Kontrol	13
Gambar 2.12	Skema Representasi Sistem Aktuator Pneumatik	14
Gambar 3.1	Bagan Flowchart Metodologi Penelitian	18
Gambar 4.1	Jendela Window Matlab	20
Gambar 4.2	Simulink	21
Gambar 4.3	Jendela Window Simulink	21
Gambar 4.4	Blank Model	22
Gambar 4.5	Jendela Window Blank Model	22
Gambar 4.6	Library Browser	23
Gambar 4.7	Jendela Window Library Browser	23
Gambar 4.8	Rangkaian Pneumatik Double Aktng	24
Gambar 4.9	Reservoir	25
Gambar 4.10	Pressure Source	26
Gambar 4.11	Supply Pipe dan Return Pipe	26
Gambar 4.12	Convection Supply to Atm dan Convection Return to Atm	27
Gambar 4.13	Directional Valve	28
Gambar 4.14	Pipe A dan Pipe B	29
Gambar 4.15	Convection Pipe A to Atm dan Convection Pipe B to Atm	30
Gambar 4.16	Double-Acting Actuator	30
Gambar 4.17	Convection Cylinder A to Atm dan Convection Cylinder B to Atm	31
Gambar 4.18	Load Force	32
Gambar 4.19	Environment Temperature	32
Gambar 4.20	Grafik 6 bar dengan diameter piston 100 mm	33
Gambar 4.21	Grafik 8 bar dengan diameter piston 100 mm	33
Gambar 4.22	Grafik 10 bar dengan diameter piston 100 mm	34
Gambar 4.23	Grafik 12 bar dengan diameter piston 100 mm	34
Gambar 4.24	Grafik 14 bar dengan diameter piston 100 mm	35
Gambar 4.25	Grafik 16 bar dengan diameter piston 100 mm	35
Gambar 4.26	Grafik 6 bar dengan diameter piston 150 mm	36
Gambar 4.27	Grafik 8 bar dengan diameter piston 150 mm	36
Gambar 4.28	Grafik 10 bar dengan diameter piston 150 mm	37
Gambar 4.29	Grafik 12 bar dengan diameter piston 150 mm	37
Gambar 4.30	Grafik 14 bar dengan diameter piston 150 mm	38

Gambar 4.31	Grafik 16 bar dengan diameter piston 150 mm	38
Gambar 4.32	Grafik 6 bar dengan diameter piston 200 mm	39
Gambar 4.33	Grafik 8 bar dengan diameter piston 200 mm	39
Gambar 4.34	Grafik 10 bar dengan diameter piston 200 mm	40
Gambar 4.35	Grafik 12 bar dengan diameter piston 200 mm	40
Gambar 4.36	Grafik 14 bar dengan diameter piston 200 mm	41
Gambar 4.37	Grafik 16 bar dengan diameter piston 200 mm	41
Gambar 4.38	Position 1 Dari 18 Percobaan Variasi	42
Gambar 4.39	Position 2 Dari 18 Percobaan Variasi	43
Gambar 4.40	Kecepatan Piston Dari 18 Percobaan Variasi	44

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Simbol dan Nama Prosesor	9
Tabel 4.1 Kebutuhan Udara	19
Tabel 4.2 Gaya Piston Langkah Maju	20
Tabel 4.3 Gaya Piston Langkah Mundur	20
Tabel 4.4 Position 1 Dari 18 Percobaan Variasi	42
Tabel 4.5 Position 2 Dari 18 Percobaan Variasi	43
Tabel 4.6 Kecepatan Piston Dari 18 Percobaan Variasi	44

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

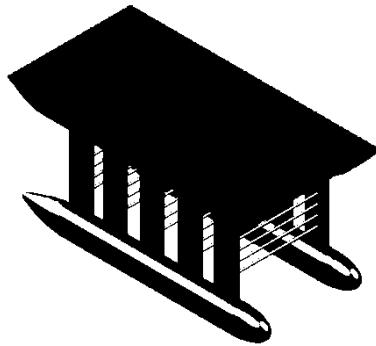
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik merupakan kebutuhan pokok masyarakat dan menjadi penunjang di segala aspek kehidupan dan pembangunan nasional, termasuk peningkatan taraf hidup. Ketergantungan masyarakat terhadap energi listrik semakin tinggi, seiring berjalannya waktu dan berkembangnya teknologi. Di sisi lain permasalahan yang muncul adalah sumber energi di Indonesia selama ini banyak mempergunakan hasil konversi dari energi fosil seperti minyak bumi, batubara dan gas sebagai sumber energi utamanya. Seperti diketahui, bahwa sumber energi yang berasal dari fosil ini berperan dalam terkikisnya lapisan ozon bumi. Sumber energi yang berasal dari fosil ini juga semakin menipis persediaannya, sehingga semakin lama semakin berkurang dan tidak dapat diperbaharui lagi. Untuk mengatasi menipisnya persediaan energi listrik tersebut, diperlukan sebuah terobosan untuk memanfaatkan energi lain, dengan mengembangkan sumber-sumber energi terbarukan. Sumber energi terbarukan merupakan sumber energi non-fosil yang dapat diperbaharui, ramah lingkungan dan dapat dimanfaatkan dalam jangka waktu yang lama. Energi terbarukan memiliki peranan penting yang cukup besar dalam upaya pengadaan energi listrik alternatif. Akan tetapi potensi energi terbarukan belum dimanfaatkan secara optimum terutama dalam membangkitkan tenaga listrik.

Sebagian besar daerah di Indonesia merupakan daerah kepulauan yang disatukan oleh lautan. Sebagai negara dengan potensi wilayah lautan yang cukup besar, sebenarnya membuat Indonesia memiliki potensi untuk mengembangkan sumber-sumber energi alternatif yang berasal dari laut seperti sumber energi alternatif arus laut. Energi arus laut merupakan salah satu energi terbarukan yang keberadaannya kontinu dan ramah lingkungan yang tidak akan pernah habis tidak seperti halnya dengan energi fosil. Potensi arus air laut Indonesia mempunyai potensi arus air laut yang cukup kuat.

VIV (*Vortex Induced Vibration*) merupakan fenomena yang ada pada setiap silinder yang digunakan pada converter energi arus laut ini. Getaran vorteks pada umumnya hanya memberikan kerugian pada sebagian industri yang memiliki pipa bawah laut. *Freespan* pada pipa miring bawah laut menjadikannya rawan terhadap terjadinya *fatigue* akibat *Vortex Induced Vibration* (VIV). *Vortex induced vibration* (VIV) merupakan masalah hidrodinamika yang harus diperhatikan dalam system perpipaan bangunan lepas pantai. VIV memberikan dampak yang cukup besar dan dapat menyebabkan kekuatan struktur menjadi lemah secara signifikan dalam waktu yang relatif singkat. Akibatnya struktur tidak mampu menahan beban-beban yang ada sehingga terjadi kerusakan yang akhirnya akan menyebabkan *fatigue*. Selain itu VIV dalam kondisi frekuensi *vortex shedding* beresonansi dengan frekuensi alami struktur dapat menyebabkan terjadinya *fatigue* dalam waktu tertentu. Apalagi dengan adanya beban gelombang dan arus yang terus-menerus mengenai struktur. Distribusi arus akan terus meningkat seiring dengan bertambahnya kedalaman laut.



Gambar1.1 Portable Induced Vibration

Maka dari itulah kelimpahan energi arus laut yang semula merugikan akan dimanfaatkan sebagai energi alternatif penghasil tenaga listrik yang berguna untuk bangsa di masa depan. *Portable Induced Vibration* adalah salah satu pembangkit listrik dengan sumber energi terbarukan yaitu energi arus air laut.

1.2 Perumusan Masalah

Potensi arus air laut sangatlah besar terutama di Indonesia yang sebagian wilayahnya adalah laut. Salah satu teknologi pembangkit listrik tenaga arus air laut yaitu dengan menggunakan linier generator. Dalam sistem linier generator terdapat sistem pneumatis yang bisa dimanfaatkan untuk sistem kendali gerak linier generator. Dalam sistem pneumatis diperlukan udara bertekanan untuk operasionalnya. Udara bertekanan ini didapatkan dari air reservoir. Udara bertekanan yang ada pada air reservoir didapatkan dari arus air laut yang mengenai floating structure sehingga menghasilkan getaran vortex pada fluida cair yang ada pada oscillating part, sehingga dapat menghasilkan gerak reciprocating pada piston linier compressor yang ada pada penegar sehingga menghasilkan udara bertekanan. Dalam penelitian ini perumusan masalahnya yaitu membuat pemodelan matematik di matlab untuk sistem kendali gerak linier generator berdasarkan sistem pneumatis.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian pada tugas akhir ini yaitu :

1. Dapat membuat pemodelan matematik di matlab sistem kendali gerak untuk linier generator berdasarkan sistem pneumatis.
2. Dapat mensimulasikan hasil pemodelan matematik sistem kendali gerak untuk linier generator, sehingga menghasilkan grafik respon berupa kecepatan piston.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam tugas akhir ini bertujuan untuk supaya penelitian tugas akhir ini tidak meluas, berikut ini adalah batasan masalah dalam penelitian tugas akhir ini:

1. Tidak membuat model 3D dari item.
2. Tidak merencanakan bahan atau material pipa yang digunakan.
3. Tidak membuat pemodelan matematik diluar matlab.

1.5 Manfaat Penelitian

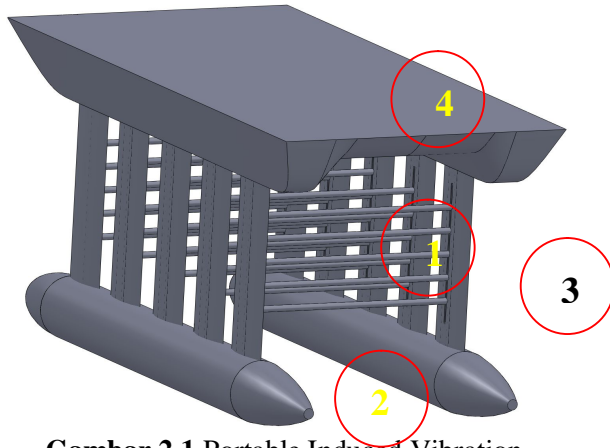
Manfaat penelitian ini adalah memberikan alternatif energi pembangkit listrik yang ramah lingkungan, memperkuat hasil analisa dari metode - metode sebelumnya, memperoleh solusi dalam memaksimalkan efisiensi pemanfaatan getaran vorteks menjadi energi listrik dan sebagai riset untuk mengembangkan industri pembangkit listrik yang ramah lingkungan serta murah guna memajukan bangsa Indonesia.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II LANDASAN TEORI

2.1 Portable Induced Vibration

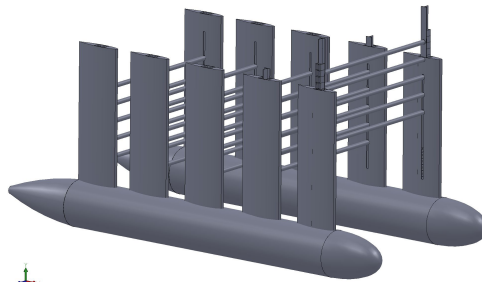
Portable Induced Vibration atau lebih dikenal dengan VIVACE (*Vortex Induced Vibrations for Aquatic Clean Energy*) merupakan pembangkit listrik dengan sumber energi terbarukan yaitu energi arus air laut. Model *Portable induced Vibration* dapat dilihat pada gambar 2.1



Gambar 2.1 Portable Induced Vibration

Pada gambar 2.1 *Portable Induce Vibration* memiliki beberapa komponen pada sistemnya, antara lain :

1. Oscillating part, pada prototype ini oscillating part ada lima buah sedangkan jumlah silinder pada masing – masing oscillating part terdapat lebih dari satu silinder .
2. Part base, merupakan komponen sistem apung pada *Portable Induced Vibration*
3. Part stick (penegar), merupakan penyangga bermacam komponen pada *Portable Induced Vibration* antara lain silinder oscillator, part deck, part rotor dan stator. Untuk lebih detailnya komponen pada part stick dapat dilihat pada gambar 2.2 dengan posisi rotor, stator dan silinder yang diangkat ke atas.
4. Part deck, merupakan bagian permukaan dari Prototype ini yang berfungsi sebagai letak generator linier.



Gambar 2.2 Portable Induce Vibration dengan potongan melintang

2.2 Pengertian Teknik Otomatisasi

Otomatisasi suatu alat diperoleh dari suatu masukan (input) kemudian melalui suatu proses didapat suatu keluaran (output) yang berbeda yang lebih baik dan lebih menguntungkan.

Otomatisasi adalah suatu perubahan input menjadi output yang lebih baik. Proses perubahan input menjadi output ini menggunakan teknik kontrol, sehingga untuk mendapatkan sistem kontrol yang otomatis maka digunakan sistem kontrol yang otomatis juga.

Otomatisasi adalah mengubah pergerakan atau pelayanan dengan tangan menjadi pelayanan otomatis pada pergerakan dan gerakan tersebut berturut-turut dilaksanakan oleh tenaga asing (tanpa perantara tenaga manusia).

2.3 Konstruksi Pneumatik

Secara umum komponen-komponen konstruksi pneumatik dapat dikelompokkan menjadi 3, yaitu :

- ❖ Unit Tenaga
- ❖ Unit Pengatur
- ❖ Unit Penggerak

2.3.1 Unit Tenaga (Power Pack)

Unit ini berfungsi untuk membangkitkan tenaga fluida yaitu berupa aliran udara mampat. Unit tenaga ini terdiri atas kompressor, air receiver dan kelengkapannya, serta unit pelayanan udara yang terdiri atas filter udara, regulator pengatur tekanan dan lubricator.

Kompressor yang digunakan dalam penelitian ini adalah linier kompressor dengan silinder tunggal. Kompressor ini berfungsi untuk membangkitkan udara mampat yang didapat dari getaran vortex pada fluida cair yang ada pada oscilating part yang diakibatkan oleh arus air laut yang mengenai floating structure.

Udara bertekanan untuk penggunaan pneumatik harus dapat memadai dan memiliki kualitas yang baik. Untuk menjaga kualitas udara yang diterima, unit pemeliharaan udara (servis unit) harus digunakan untuk mempersiapkan udara sebelum digunakan kedalam sistem kontrol pneumatik.

2.3.2 Unit Pengatur

Unit pengatur merupakan bagian pokok yang menjadikan sistem pneumatik termasuk sistem otomasi. Karena dengan unit pengatur ini hasil kerja dari sistem pneumatik dapat di atur secara otomatis baik gerakan, kecepatan, urutan gerak, arah gerakan maupun kekuatannya. Dengan unit pengatur ini sistem pneumatik dapat didesain untuk berbagai tujuan otomatis.

Fungsi dari unit pengatur ini adalah untuk mengatur atau mengendalikan jalannya penerusan tenaga fluida hingga menghasilkan bentuk kerja (usaha) yang berupa tenaga mekanik. Unit pengatur ini berupa katup kontrol arah. Jenis-jenis katup kontrol arah antara lain :

- ❖ Katup 3/2 geser dengan tangan (*Hand Slide Valve*)
- ❖ Katup 3/2 dengan tuas roller
- ❖ Katup kontrol 5/2

- ❖ Katup ganti/katup “atau”
- ❖ Katup kontrol aliran satu arah

2.3.3 Unit Penggerak (*Actuator*)

Unit ini berfungsi untuk mewujudkan hasil transfer daya dari tenaga fluida, berupa gerakan lurus atau gerakan putar. Penggerak yang menghasilkan gerakan lurus adalah silinder penggerak, sedangkan yang menghasilkan gerakan putar adalah motor pneumatik.

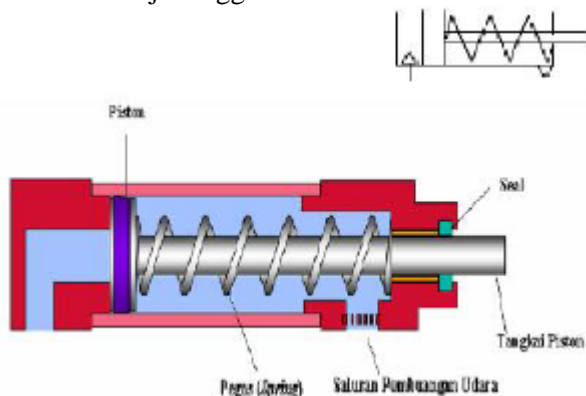


Gambar 2.3 Macam-macam *Actuator*

Dalam sistem pneumatik, silinder penggerak dibedakan menjadi :

❖ **Silinder Kerja Tunggal**

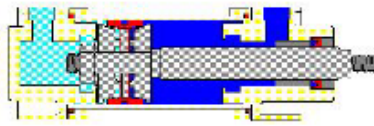
Silinder ini mendapat suplai udara hanya dari satu sisi saja. Untuk mengembalikan ke posisi semula biasanya menggunakan pegas. Silinder kerja tunggal hanya dapat memberikan tenaga pada satu sisi saja. Gambar berikut ini adalah gambar silinder kerja tunggal.



Gambar 2.4 Jenis *Single Acting Cylinder* dan Simbol

❖ **Silinder Kerja Ganda**

Silinder kerja ganda adalah apabila langkah kerja terjadi pada kedua belah sisi piston, jadi udara mampat mendorong pada sisi depan maupun sisi belakang secara bergantian. Gambarada dibalik halaman ini adalah gambar silinder kerja ganda.



Gambar 2.5 Jenis *Double Acting Cylinder* dan Simbol

2.4 Sistem Pneumatik

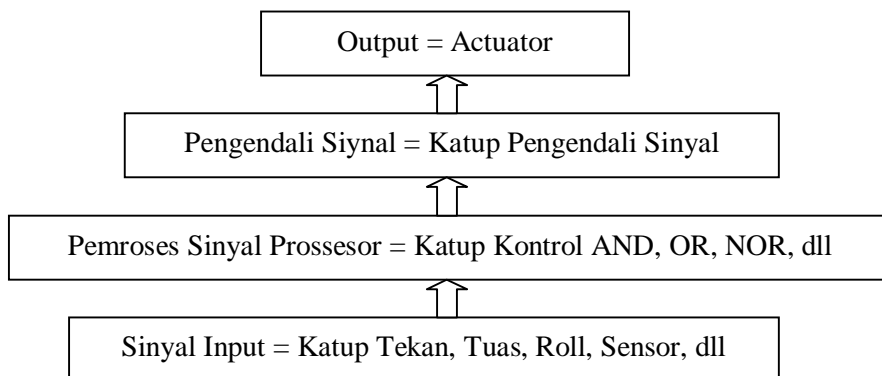
Pneumatik merupakan ilmu yang mempelajari teknik pemakaian udara bertekanan (udara kempa). Sistem udara bertekanan merupakan upaya mengendalikan aktuator baik berupa silinder, agar dapat bekerja sebagaimana yang diharapkan. Masukan (*input*) diperoleh dari katup sinyal, selanjutnya diproses melalui katup pemroses sinyal kemudian ke katup kendali sinyal. Bagian kontrol akan mengatur gerakan aktuator (*output*) agar sesuai dengan kebutuhan. Sistem kontrol pneumatik merupakan bagian pokok sistem pengendalian yang menjadikan sistem pneumatik dapat bekerja secara otomatis. Adanya sistem kontrol pneumatik ini akan mengatur hasil kerja baik gerakan, kecepatan, urutan gerak, arah gerakan maupun kekuatannya. Dengan sistem kontrol pneumatik ini sistem pneumatik dapat didesain untuk berbagai tujuan otomatis. Bentuk-bentuk dari sistem kontrol pneumatik ini berupa katup (*valve*) yang bermacam-macam. Menurut fungsinya katup-katup tersebut dibedakan menjadi tiga kelompok, yaitu:

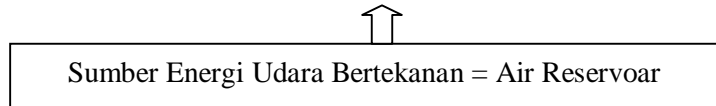
- Katup Sinyal (*sensor*)
- Katup pemroses sinyal (*processor*), dan
- Katup pengendalian.

Katup-katup tersebut akan mengendalikan gerakan aktuator agar menghasilkan sistem gerakan mekanik yang sesuai dengan kebutuhan.

2.5 Elemen Sistem Pneumatik

Sistem pneumatik memiliki elemen yang mempunyai fungsi berbeda-beda. Secara garis besar elemen pada sistem pada pneumatik dapat dilihat pada skema berikut:





Gambar 2.6 Elemen Sistem Pneumatik (*FESTO FluidSIM*)

2.6 Katup-katup Pneumatik

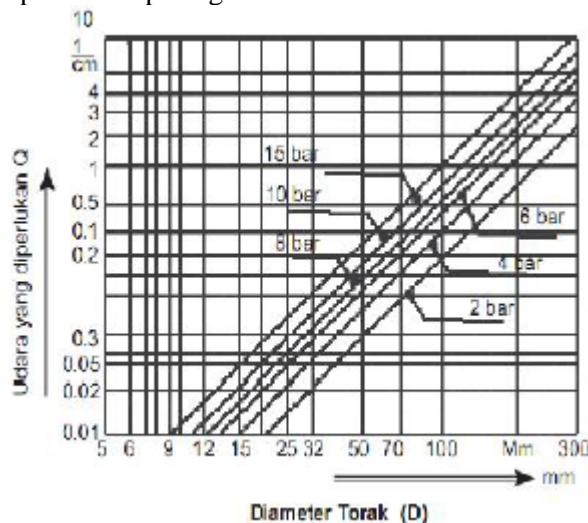
Katup berfungsi untuk mengatur atau mengendalikan arah udara kempa yang akan bekerja menggerakkan aktuator. *Output* yang dihasilkan oleh katup control sinyal akan diproses melalui katup pemroses sinyal (*prosesor*). Sebagai pengolah *input* dari katup sinyal, maka hasil pengolahan sinyal akan dikirim ke katup kendali yang akan diteruskan ke aktuator agar dapat menghasilkan gerakan yang sesuai dengan harapan. Katup pemroses sinyal terdiri dari beberapa jenis, antara lain katup dua tekan (AND), katup satu tekan (OR), katup NOT, katup pengatur aliran udara (cekik) satu arah, katup pembatas tekanan, dan lain-lain, seperti yang tampak dalam tabel 2.1 di balik halaman ini :

Tabel 2.1 Simbol dan Nama Prosesor

Simbol Prosesor	Nama Prosesor
	Katup Dua Tekan (AND)
	Katup Satu Tekan (OR)
	Katup Aliran Satu Arah Dengan Pembalik Pegas
	Katup Aliran Satu Arah Tanpa Pegas
	Katup Pengatur Aliran (Cekik) Satu Arah
	Katup OR Dengan Tekanan Tertentu
	Cekik Dua Arah
	Katup Pengatur Tekanan Udara Penyetel Pegas

2.7 Efektifitas Pneumatik

Sistem gerak dalam pneumatik memiliki optimalisasi/efektifitas bila digunakan pada batas-batas tertentu. Adapun batas-batas ukuran yang dapat menimbulkan optimalisasi penggunaan pneumatik antara lain diameter piston antara 6 s/d 320 mm, panjang langkah 1 s/d 2000 mm, tenaga yang diperlukan 2 s/d 15 bar, dapat juga bekerja pada tekanan udara dibawah 1 atmosfer. Adapaun efektifitas penggunaan udara bertekanan dapat dilihat pada grafik di balik halaman ini :



Gambar 2.7 Efektifitas Udara Bertekanan

2.8 Kebutuhan Udara

Untuk menyiapkan udara terlebih dahulu harus diketahui konsumsi udara pada sistem. Pada tekanan kerja, diameter piston dan langkah tertentu, konsumsi udara dihitung sebagai berikut:

Kebutuhan udara = perbandingan kompresi x luas penampang piston x panjang langkah

$$\text{Perbandingan kompresi} = \frac{1,031 + \text{tekanan kerja (bar)}}{1,031}$$

Untuk mempermudah dan mempercepat dalam menentukan kebutuhan udara, tabel dibawah ini menunjukkan kebutuhan udara persentimeter langkah piston untuk berbagai macam tekanan dan diameter piston silinder.

- ❖ Silinder kerja tunggal : $Q = s \times n \times q$
- ❖ Silinder kerja ganda : $Q = 2 (s \times n \times q)$

Keterangan :

- Q = Kebutuhan udara silinder (l/min)
- q = Kebutuhan udara persentimeter langkah piston
- s = Panjang langkah piston (cm)
- n = Jumlah siklus kerja per-menit

2.9 Gaya Piston

Gaya piston yang dihasilkan oleh silinder bergantung pada tekanan udara, diameter silinder dan tahanan gesekan dari komponen perapat. Gaya piston secara teoritis dihitung menurut rumus sebagai berikut:

$$F = A \times p \dots\dots\dots (1)$$

Untuk silinder kerja tunggal :

$$F = (D^2 \times \pi/4 \times p) - f \dots\dots\dots (2)$$

Untuk silinder kerja ganda :

❖ Langkah maju

$$F = D^2 \times \pi/4 \times p \dots\dots\dots (3)$$

❖ Langkah mundur

$$F = (D^2 - d^2) \times \pi/4 \times p \dots\dots\dots (4)$$

Di mana :

F = Gaya piston (N)

f = Gaya pegas (N)

D = Diameter piston (m)

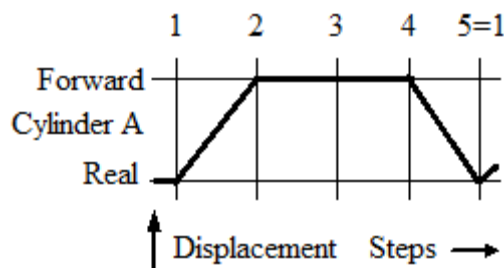
d = Diameter batang piston (m)

A = Luas penampang piston yang dipakai (m²)

P = Tekanan kerja (Pa)

2.10 Diagram Perubahan Langkah

Rangkaian langkah elemen kerja ditunjukkan dengan diagram pada gambar 2.8. Semua perubahan posisi elemen kerja dari langkah awal hingga akhir direkamnya. Seandainya kontrol yang ada itu mempunyai elemen kerja lebih dari satu, maka semua kegiatan langkah kerja dari semua elemen kerja ditunjukkan atau digambarkan dengan cara yang satu ada dibawah yang lainnya, dimana hubungan elemen kerja satu dengan yang lainnya diperlihatkan pada setiap perubahan langkah kerja.



Gambar 2.8 Diagram Perubahan Langkah

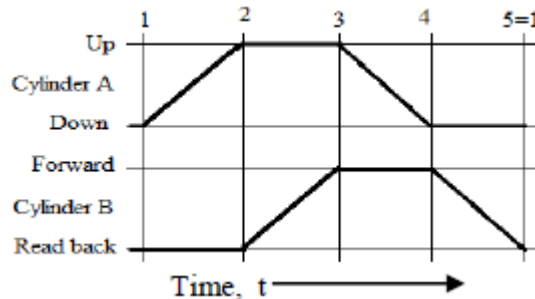
Pada gambar diatas perubahan posisi dari pada silinder A ditunjukkan pada diagram langkah kerja. Perubahan langkah kerja tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut:

❖ Setiap langkah kerja (*step*) ditunjukkan pada garis sumbu horizontal.

- ❖ Bila memungkinkan, setiap perubahan posisi tidak digambarkan berdasarkan skala panjang atau besarnya gerakan, tapi untuk setiap langkah dan setiap elemen kerja dibuat sama.
- ❖ Kalau terdiri dari beberapa unit, penggambaran satu dengan yang lainnya jangan terlalu dekat.
- ❖ Apabila ada perubahan sistem selama bekerja, misalnya dengan mempergunakan sakelar pembatas (*limit switch*) yang dipasang pada posisi elemen kerja yang sedang beroperasi setengah jalan, atau perubahan selama dalam pendorongan, maka harus ditunjukkan langkah tambahan.
- ❖ Setiap langkah kerja hendaknya diberi nomor.
- ❖ Penunjukan dari pada kondisi atau posisi elemen kerja bisa ditentukan sendiri, apakah mau ditunjukkan dengan (+) untuk maju dan (-) untuk mundur.
- ❖ Penunjukan dari pada elemen kerja ditempatkan pada sebelah kiri, dari pada diagram.

2.11 Diagram Perubahan Waktu

Penggambaran diagram perubahan waktu menunjukkan ketergantungan antara gerakan langkah terhadap waktu yang diperlukan. Diagram ini berbeda dengan diagram perubahan langkah, dimana pada diagram perubahan waktu penggambaran hendaknya mempunyai skala yang benar. Skala waktu ditempatkan atau digambarkan pada posisi horizontal, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9, berikut ini :

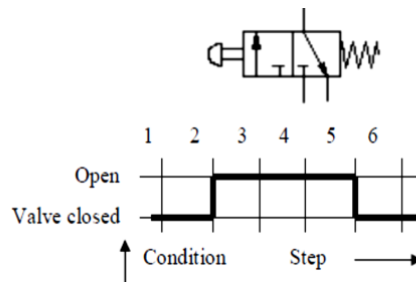


Gambar 2.9 Diagram Perubahan Waktu

Aturan penggambaran diagram perubahan waktu sama dengan aturan pada diagram perubahan langkah. Hubungan dengan diagram perubahan langkah, seandainya diagram perubahan waktu mempunyai jarak lebih panjang, maka supaya seimbang dengan diagram perubahan langkah diagram perubahan waktu dipotong, sehingga ada garis kerja diagram perubahan waktu terpotong.

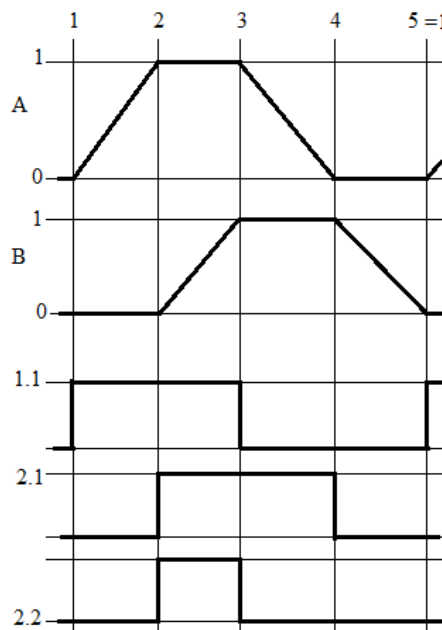
2.12 Diagram Kontrol

Pada kontrol diagram ini menunjukkan kondisi sakelar, sebagai elemen kontrol, apakah dalam keadaan tertekan atau tidak, sehubungan dengan perubahan langkah ataupun perubahan waktu dan sebagai contoh diagram kontrol pada gambar di balik halaman ini (gambar 2.10) :



Gambar 2.10 Diagram Kontrol Sakelar

Dibawah ini (gambar 2.11) ditunjukkan kombinasi penggambaran diagram perubahan langkah dan diagram kontrol. Pada gambar gabungan diagram ini terlihat jelas katup mana yang mempengaruhi bergeraknya silinder.



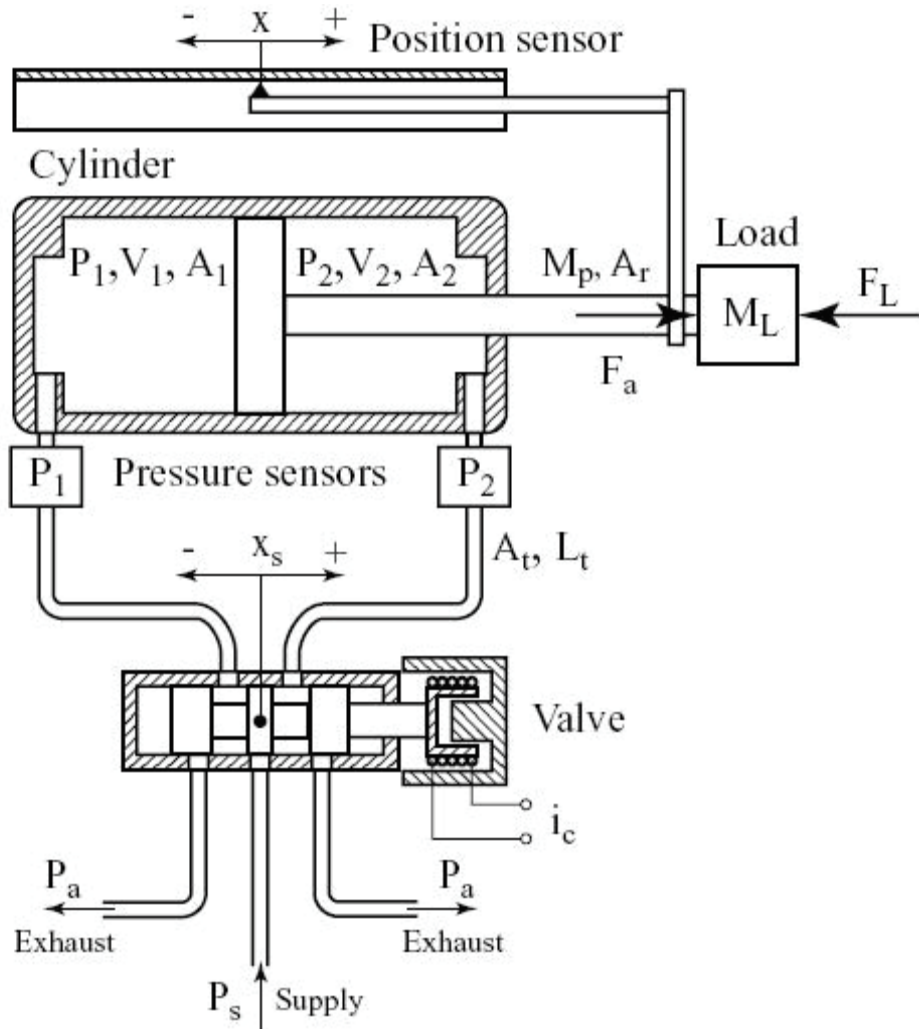
Gambar 2.11 Diagram Perubahan Langkah dan Kontrol

2.13 Representasi Sistem Katup Silinder Pneumatik

Model matematika berotak ganda dari sistem aktuator pneumatik dual action, yang dikendalikan oleh katup spool proporsional, ditunjukkan pada kertas, dan secara hati-hati mempertimbangkan efek aliran non linier melalui katup, kebocoran antara ruang, waktu tunda, atenuasi dan efek lainnya.

Sistem pneumatik ini memiliki banyak keuntungan jika kita membandingkannya dengan jenis hidrolik yang sama, sistem ini cocok untuk lingkungan yang bersih, dan jauh lebih aman. Sesuai dengan kondisi proyek dan ruang, katup diposisikan pada jarak yang cukup jauh dari silinder pneumatik.

Sistem pneumatik tipikal meliputi silinder pneumatik, perangkat perintah, gaya, sensor posisi dan tekanan, dan juga tabung penghubung.



Gambar 2.12 Skema Representasi Sistem Aktuator Pneumatik

Persamaan gerak untuk piston - rod assembly digambarkan sebagai:

$$(M_L + M_p) \cdot \frac{d}{dt} \dot{x} + \beta \cdot \dot{x} + F_f + F_L = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - P_a \cdot A_r \quad (5)$$

Dimana M_L adalah massa eksternal, M_p adalah massa piston dan rod assembly, x mewakili posisi piston, β adalah koefisien gesekan kental, F_f adalah gaya gesek Coulomb, F_L adalah gaya eksternal, P_1 dan P_2 adalah tekanan mutlak pada ruang aktuator, P_a adalah tekanan ambien absolut, A_1 dan A_2 adalah daerah piston yang efektif, dan A_r adalah area penampang batang batang.

Model umum untuk volume gas terdiri dari persamaan negara, pelestarian massa, dan persamaan energi. Dengan menggunakan asumsi bahwa gas ideal, tekanan

dan suhu di dalam chambre bersifat homogen, dan energi kinetik dan energi potensial dapat diabaikan, maka harus dituliskan persamaan untuk masing-masing ruangan. Dengan mempertimbangkan bahwa volume kontrol V, densitas ρ , massa m, tekanan P, dan suhu T, persamaan untuk gas ideal digambarkan sebagai:

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad \dots\dots\dots (6)$$

dimana, R adalah konstanta gas. Aliran massa diberikan dengan:

$$\dot{m} = \frac{d}{dt} \cdot (\rho \cdot V) \quad \dots\dots\dots (7)$$

dan dapat dinyatakan sebagai:

$$\dot{m}_{ul} - \dot{m}_{iz} = \dot{\rho} \cdot V + \rho \cdot \dot{V} \quad \dots\dots\dots (8)$$

Dimana, m_{ul} , m_{iz} adalah input dan output mass flow. Persamaan energi dijelaskan dengan:

$$q_{ul} - q_{iz} + k \cdot C_v \cdot (\dot{m}_{ul} \cdot T_{in} - \dot{m}_{iz} \cdot T) - W = \dot{U} \quad \dots\dots\dots (9)$$

dimana q_{ul} dan q_{iz} adalah istilah perpindahan panas, k adalah rasio panas spesifik, C_v adalah panas spesifik pada volume konstan, T_{in} adalah suhu aliran gas masuk, W adalah laju perubahan dalam pekerjaan, dan U adalah perubahan energi internal. Perubahan total internal diberikan:

$$\dot{U} = \frac{d}{dt} (C_v \cdot m \cdot T) = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{d}{dt} (P \cdot V) = \frac{1}{k-1} (V \cdot \dot{P} + P \cdot \dot{V}) \quad \dots\dots\dots (10)$$

dan digunakan ungkapan, $C_v = R / (k - 1)$. Jika kita menggunakan istilah $U = P \times V$ dan mengganti persamaan (10) menjadi persamaan (9), ia menghasilkan:

$$q_{ul} - q_{iz} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P}{\rho \cdot T} (\dot{m}_{ul} \cdot T_{ul} - \dot{m}_{iz} \cdot T) - \frac{k}{k-1} \cdot P \cdot \dot{V} = \frac{1}{k-1} \cdot V \cdot \dot{P} \quad \dots\dots\dots (11)$$

Jika kita asumsikan bahwa aliran input pada suhu gas di chambre, yang dipertimbangkan untuk dianalisis, maka kita memiliki:

$$\frac{k}{k-1} \cdot (q_{ul} - q_{iz}) + \frac{1}{\rho} \cdot (\dot{m}_{ul} - \dot{m}_{iz}) - \dot{V} = \frac{V}{k \cdot P} \cdot \dot{P} \quad \dots\dots\dots (12)$$

Penyederhanaan lebih lanjut dapat dikembangkan dengan menganalisis persyaratan perpindahan panas dalam persamaan (12). Jika kita menganggap bahwa prosesnya adiabatik ($q_{ul} - q_{iz} = 0$), derivasi tekanan di ruangan adalah:

$$\dot{P} = k \cdot \frac{P}{\rho \cdot V} \cdot (\dot{m}_{ul} - \dot{m}_{iz}) - k \cdot \frac{P}{V} \cdot \dot{V} \quad \dots\dots\dots (13)$$

dan jika kita mengganti ρ dari persamaan (6), maka ia menghasilkan:

$$\dot{P} = k \cdot \frac{R \cdot T}{V} \cdot (\dot{m}_{ul} - \dot{m}_{iz}) - k \cdot \frac{P}{V} \cdot \dot{V} \quad \dots\dots\dots (14)$$

dan jika kita menganggap bahwa prosesnya adalah isothermal ($T = \text{konstan}$), maka perubahan energi internal dapat ditulis sebagai:

$$\dot{U} = C_v \cdot \dot{m} \cdot T \quad \dots\dots\dots (15)$$

dan persamaan (12) dapat ditulis sebagai:

$$q_{in} - q_{out} = P \cdot \dot{V} - \frac{P}{\rho} \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad \dots\dots\dots (16)$$

lalu:

$$\dot{P} = \frac{R \cdot T}{V} \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \frac{P}{V} \cdot \dot{V} \quad \dots\dots\dots (17)$$

Membandingkan persamaan (14) dan persamaan (17), dapat ditunjukkan bahwa satu-satunya perbedaan adalah dalam faktor perpindahan panas k. Kemudian kedua persamaan tersebut diberikan:

$$\dot{P} = \frac{R \cdot T}{V} \cdot (a_{ul} \cdot \dot{m}_{in} - a_{iz} \cdot \dot{m}_{out}) - a \cdot \frac{P}{V} \cdot \dot{V} \quad \dots\dots\dots (18)$$

dimana a, a_{ul} , dan a_{iz} dapat mengambil nilai antara 1 i k, sesuai dengan perpindahan panas selama proses berlangsung.

Jika kita memilih asal perpindahan piston di tengah stroke, volumenya Persamaan dapat dinyatakan sebagai:

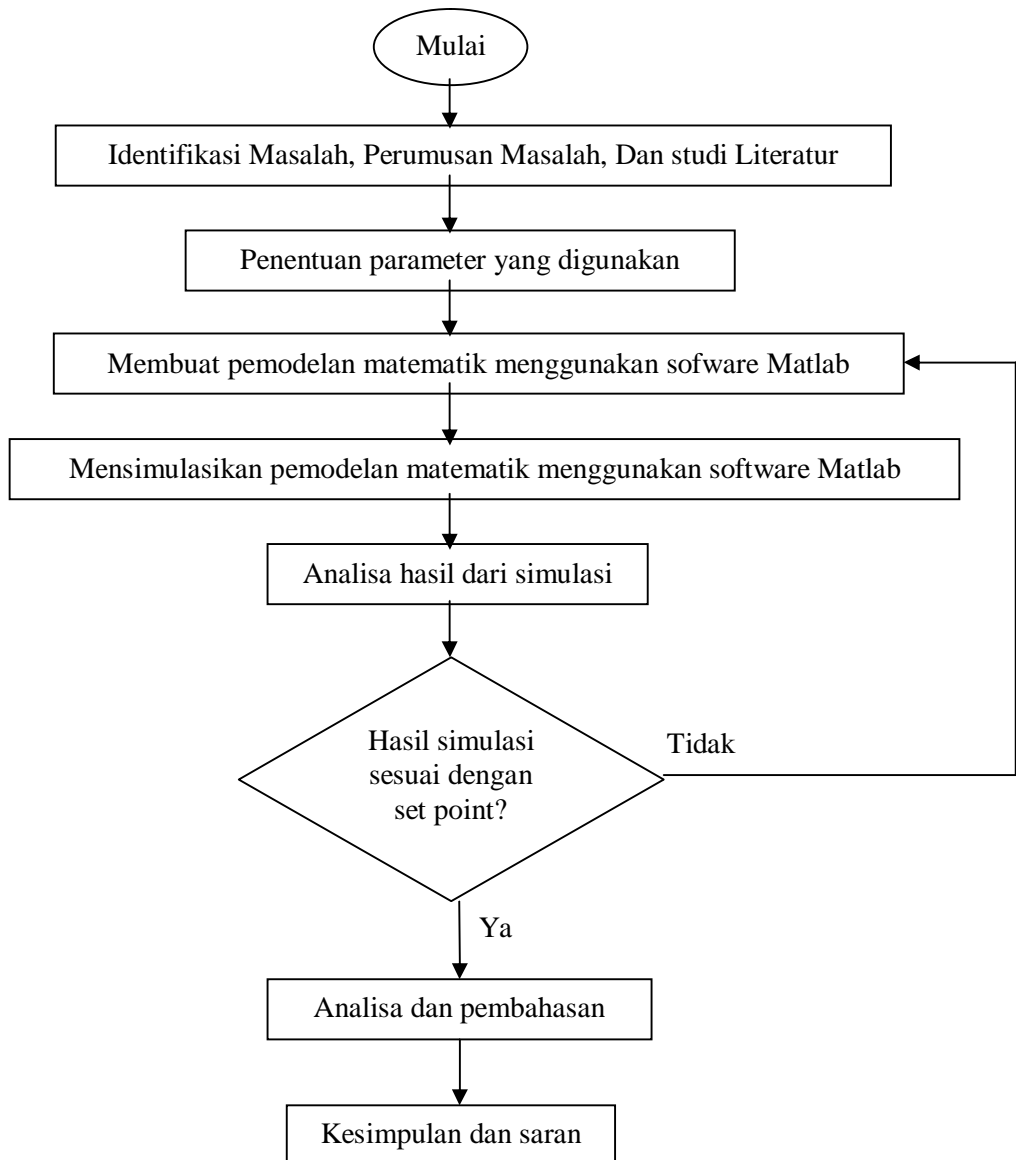
$$V_i = V_{0i} + A_i \cdot \left(\left(\frac{1}{2} L \pm x \right) \right) \quad \dots\dots\dots (19)$$

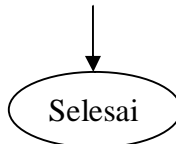
Dimana i = 1,2 adalah ruang silinder, indeks V_{0i} adalah volume tidak aktif pada akhir stroke, A_i adalah daerah piston yang efektif, L adalah piston stroke, dan x adalah posisi piston. Jika kita mengubah persamaan (19) menjadi persamaan (18), dan derivasi waktu tekanan pada ruang silinder pneumatik, maka ia menghasilkan:

$$\dot{P}_i = \frac{R \cdot T}{V_{0i} + A_i \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L \pm x \right)} \cdot (a_{ul} \cdot \dot{m}_{ul} - a_{iz} \cdot \dot{m}_{iz}) - a \cdot \frac{P \cdot A_i}{V_{0i} + A_i \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L \pm x \right)} \cdot \dot{x} \quad \dots\dots\dots (20)$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian adalah suatu proses dalam penulisan ilmiah yang bertujuan untuk membuat kerangka dasar penyelesaian terhadap permasalahan yang diteliti dimana berisi langkah-langkah yang akan dijalankan untuk menyelesaikan penelitian tersebut. Dalam metodologi penelitian pada tugas akhir ini menggunakan metode analisa. Analisa ini dilakukan berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan dari pemodelan matematik sistem gerak linier generator. Berikut ini adalah flowchart yang digunakan untuk penelitian tugas akhir ini.





Gambar 3.1 Bagan Flowchart Metodologi Penelitian

Penjelasan dari flowchart di atas sebagai berikut:

a) Identifikasi Masalah, Perumusan Masalah, dan Studi Literatur

Pada tahap awal ini langkah pertama yaitu mengidentifikasi masalah yang ada pada penelitian ini dan merumuskan masalah sehingga menjadi penelitian ini. Setelah mengetahui perumusan masalah langkah selanjutnya mencari studi literatur yang sesuai dengan penelitian ini.

b) Penentuan parameter yang digunakan

Pada tahap ini dilakukan proses penentuan parameter yang digunakan dalam proses pembuatan pemodelan matematik untuk sistem gerak linear generator.

c) Membuat pemodelan matematik menggunakan software Matlab

Pada tahap ini dilakukan proses pembuatan pemodelan matematik yang akan digunakan dalam sistem gerak linier generator berdasarkan sistem pneumatis dan menggunakan paramater yang sudah ditentukan sebelumnya.

d) Mensimulasikan pemodelan matematik menggunakan software Matlab

Pada tahap ini dilakukan proses simulasi untuk mengetahui hasil grafik yang dihasilkan dari pemodelan matematik yang dirancang.

e) Analisa dan pembahasan

Pada tahap ini dilakukan proses analisa dari hasil simulasi yang dilakukan dan melakukan pemabahasan secara matematis supaya mencapai tujuan yang telah direncanakan dalam penelitian ini.

f) Kesimpulan dan saran

Pada tahap ini adalah tahap finish dalam penelitian ini yaitu mengambil kesimpulan dari hasil peneletian yang dilakukan dan memberi saran untuk kemajuan dari penelitian ini.

BAB IV ANALISA DATA dan PEMBAHASAN

4.1 Kebutuhan Udara

Untuk mengetahui kebutuhan udara dalam tekanan kerja tertentu maka diperlukan melakukan perhitungan dengan menggunakan data aktuator yang di variasi dari diameter piston 100 mm – 200 mm dengan kelipatan per-50 mm dan dengan tekanan kerja yang divariasi dari 6 bar – 16 bar dengan kelipatan per-2 bar dan panjang piston yang digunakan 1000 mm. Rumus yang digunakan dalam perhitungan untuk mengetahui kebutuhan udara dalam tekanan kerja tertentu, sebagai berikut :

$$\text{Kebutuhan udara} = \text{perbandingan kompresi} \times \text{luas penampang piston} \times \text{panjang langkah}$$

$$\text{Perbandingan kompresi} = \frac{1,031 + \text{tekanan kerja (bar)}}{1,031}$$

Pada tabel dibawah ini hasil dari perhitungan yang sudah dilakukan menggunakan rumus tersebut.

Tabel 4.1 Kebutuhan Udara

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Kebutuhan Udara (Q) dalam l/min					
100	114	146	178	211	243	275
150	170	219	267	316	364	413
200	227	292	357	421	486	551

4.2 Gaya Piston

Gaya piston pada aktuator double acting ada 2 yaitu gaya untuk langkah maju dan gaya untuk langkah mundur. Gaya piston ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar gaya yang dihasilkan oleh aktuator pada tekanan kerja tertentu. Dalam kasus ini diameter piston di variasi yaitu dari ukuran 100 mm – 200 mm, dengan kelipatan per-50 mm dan dengan tekanan kerja yang di variasi dari 6 bar – 16 bar dengan kelipatan per-2 bar. Berikut ini adalah rumus gaya piston untuk aktuator double acting :

- Langkah Maju

$$F = D^2 \times \pi/4 \times p$$

- Langkah Mundur

$$F = (D^2 - d^2) \times \pi/4 \times p$$

Dari rumus tersebut maka dihasilkan tabel dibawah ini gaya piston disaat langkah maju dan langkah mundur pada aktuator double acting pada tekanan kerja tertentu.

Tabel 4.2 Gaya Piston Langkah Maju

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Gaya Piston (kN)					
100	4,71	6,28	7,85	9,42	10,99	12,56
150	10,60	14,13	17,66	21,20	24,73	28,26
200	18,84	25,12	31,40	37,68	43,96	50,24

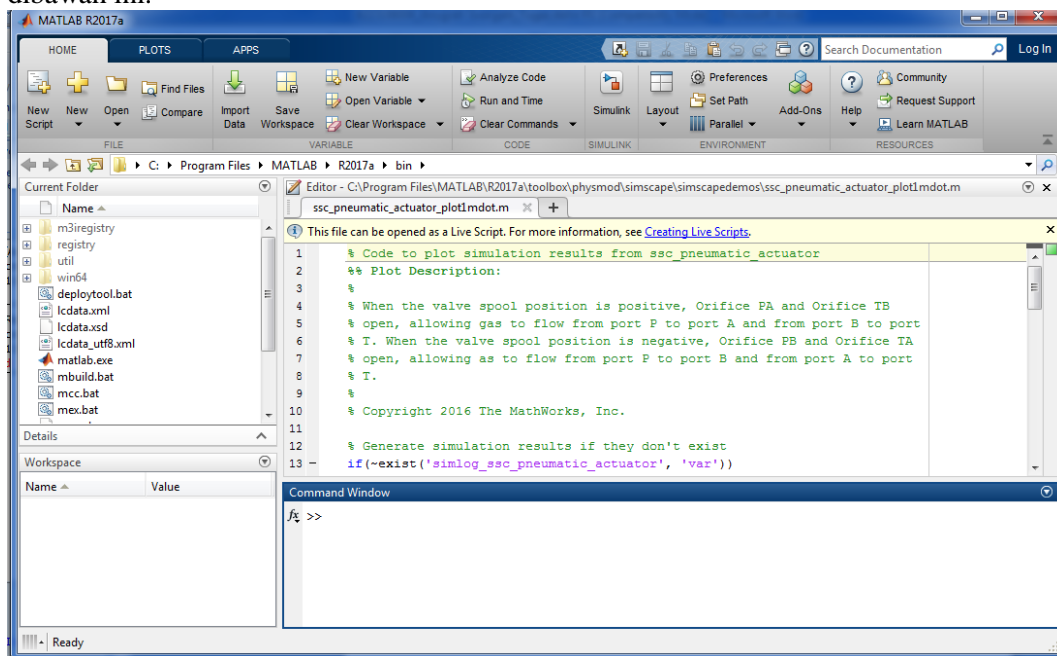
Tabel 4.3 Gaya Piston Langkah Mundur

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Gaya Piston (kN)					
100	4,29	5,71	7,14	8,57	10,00	11,43
150	7,73	10,31	12,89	15,46	18,04	20,62
200	11,36	15,15	18,94	22,72	26,51	30,30

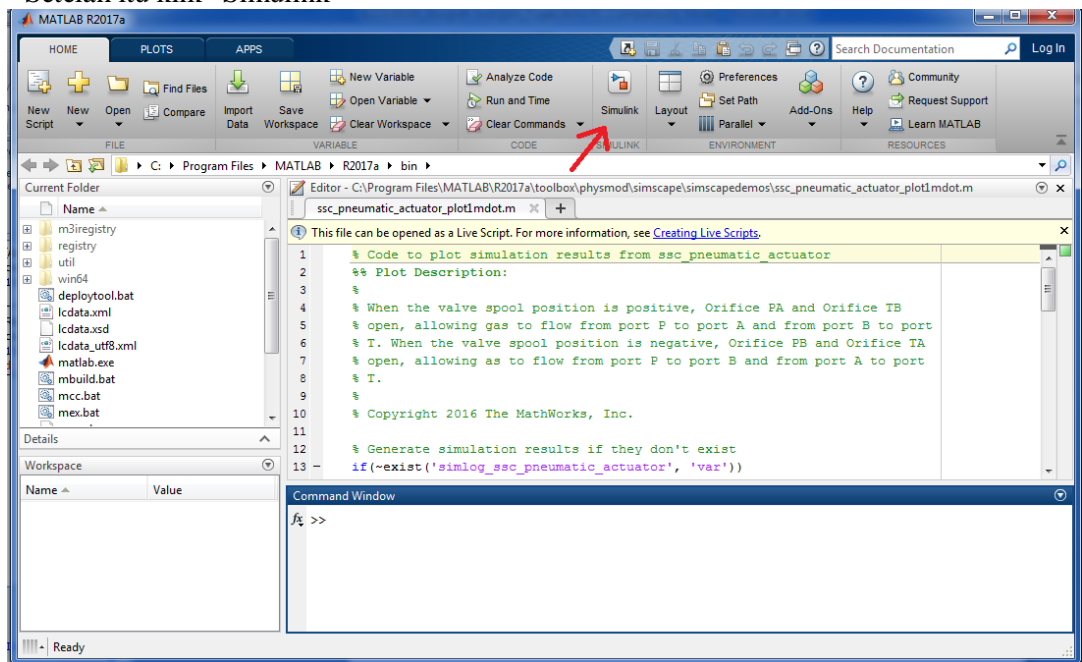
4.3 Rangkaian Pneumatik

Untuk pengerjaan membuat rangkaian pneumatik membutuhkan aplikasi sebagai bantuan, dalam pengerjaan kali ini menggunakan aplikasi “Matlab 2017”. Berikut ini langkah pengerjaan rangkaian di matlab :

- Buka aplikasi “Matlab 2017”, lalu akan tampil jendela window seperti gambar dibawah ini.

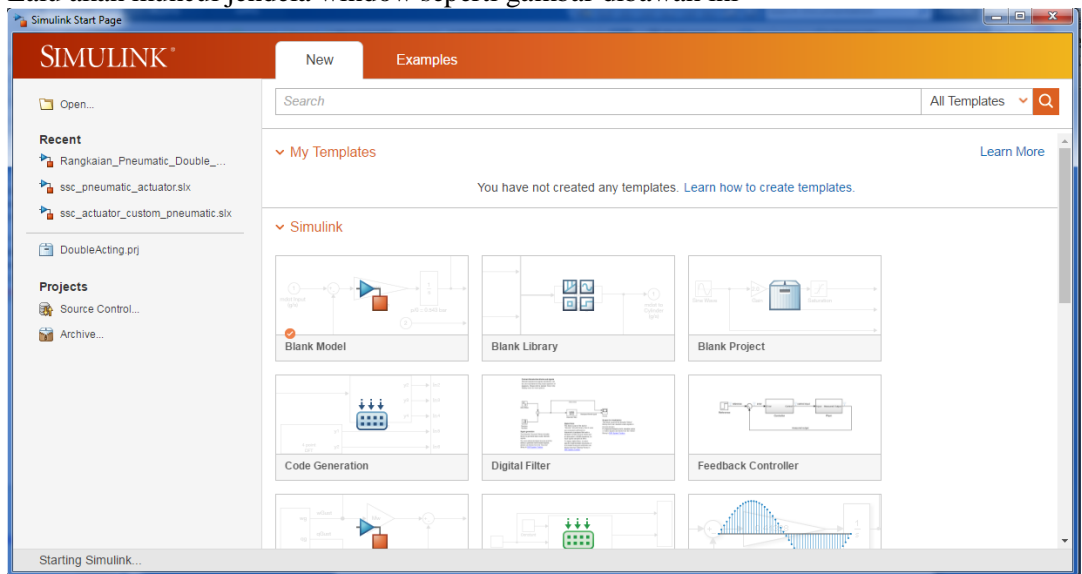
**Gambar 4.1** Jendela Window Matlab

- Setelah itu klik “Simulink”



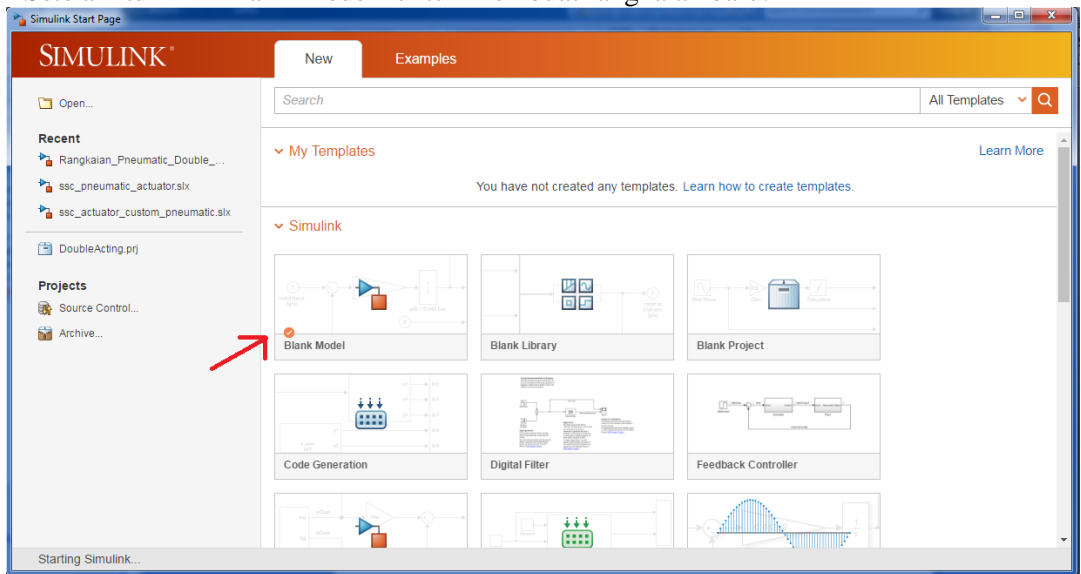
Gambar 4.2 Simulink

Lalu akan muncul jendela window seperti gambar dibawah ini



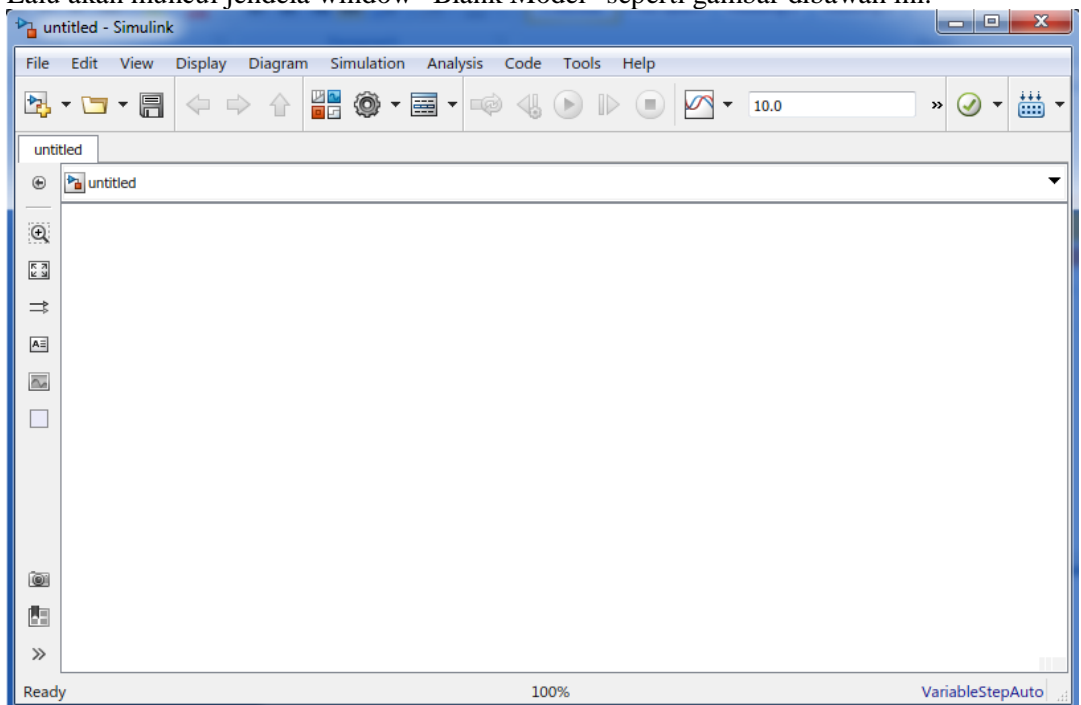
Gambar 4.3 Jendela Window Simulink

- Setelah itu klik “Blank Model” untuk membuat rangkaian baru.



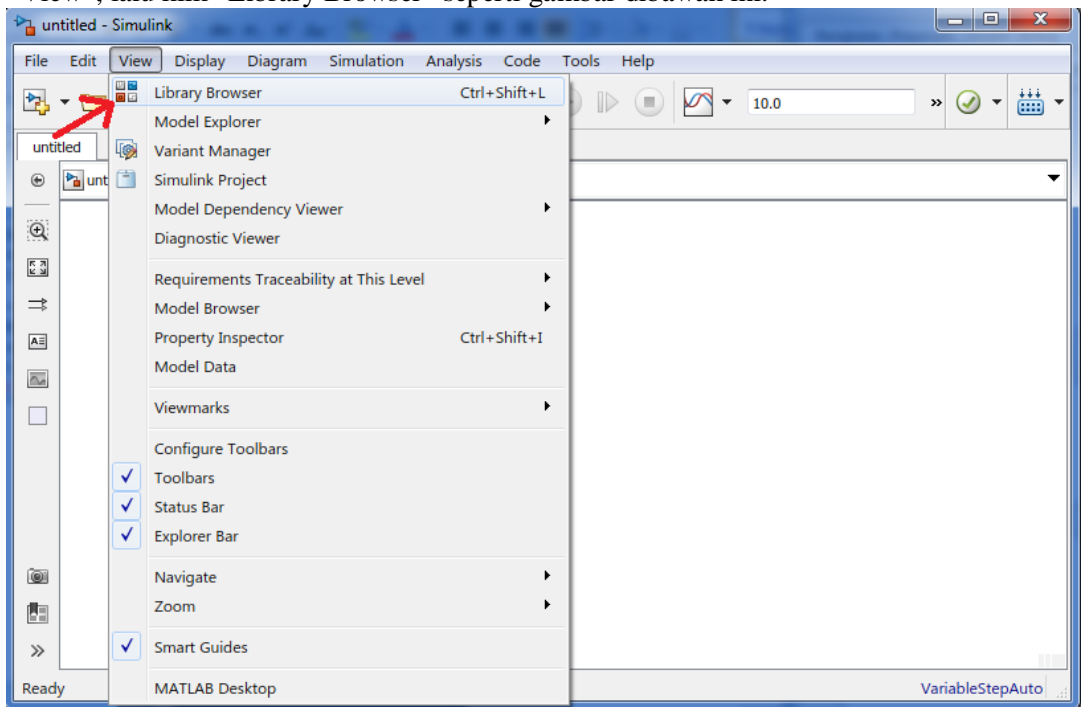
Gambar 4.4 Blank Model

Lalu akan muncul jendela window “Blank Model” seperti gambar dibawah ini.



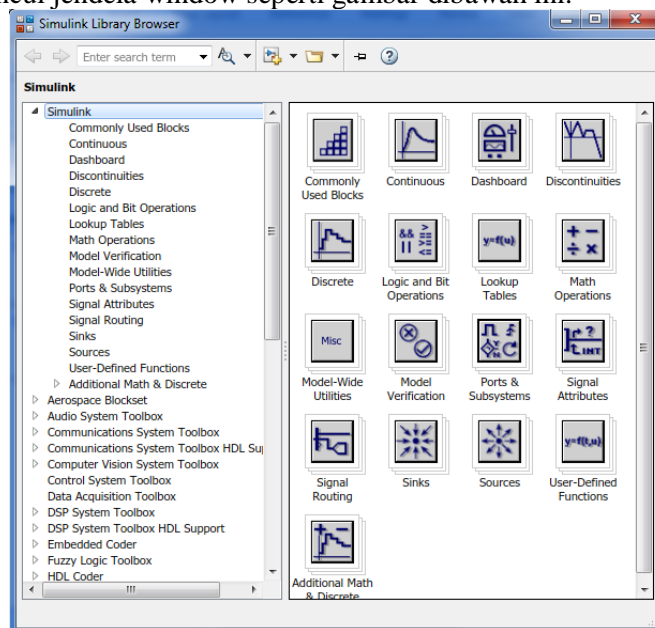
Gambar 4.5 Jendela Window Blank Model

- Langkah selanjutnya yaitu membuat rangkaian pneumatik sesuai kebutuhan dalam pengerjaan tugas akhir ini. Untuk mengeluarkan komponen yang dibutuhkan yaitu klik “View”, lalu klik “Library Browser” seperti gambar dibawah ini.



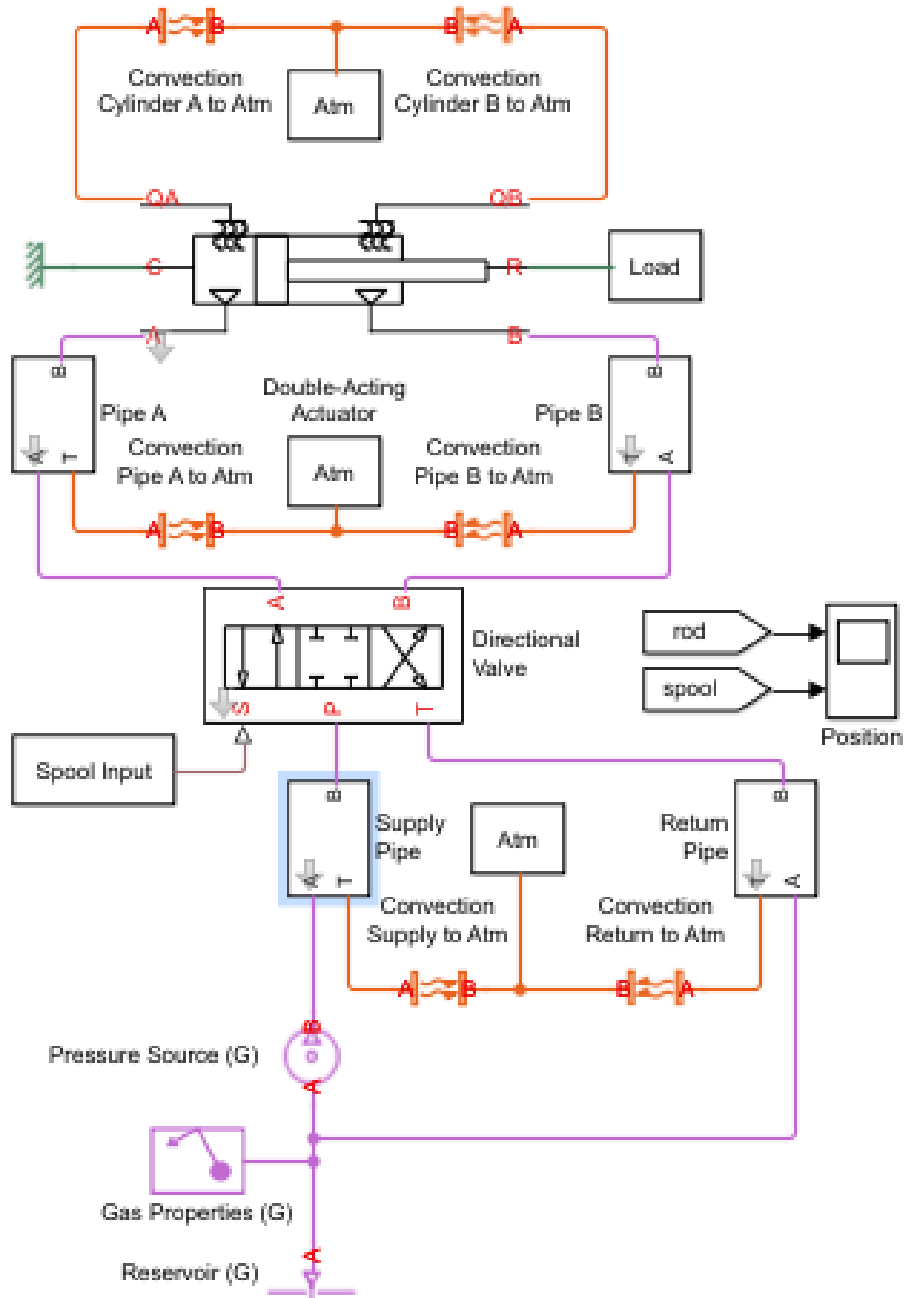
Gambar 4.6 Library Browser

Maka akan muncul jendela window seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4.7 Jendela Window Library Browser

Setelah melakukan pembuatan rangkaian dengan menggunakan komponen yang ada pada “Library Browser” maka hasil rangkaiannya seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4.8 Rangkaian Pneumatik Double Aktif

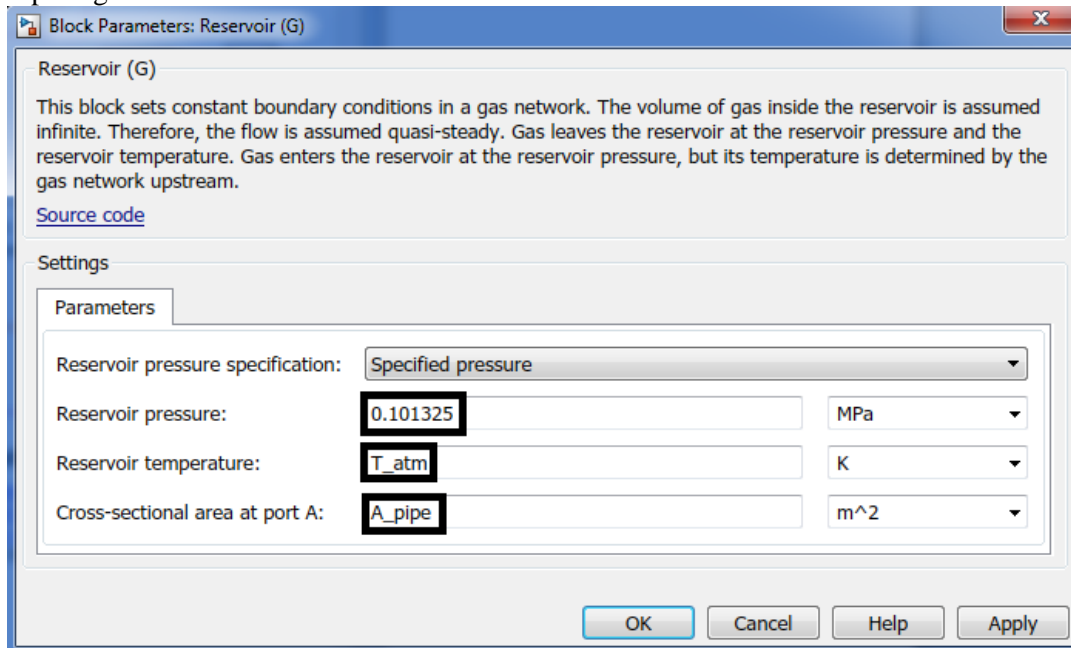
4.4 Parameter Dalam Rangkaian Pneumatik

Parameter yang digunakan dalam rangkaian pneumatik ini pada dasarnya yang divariasikan adalah tekanan kerja dan ukuran diameter piston. Maka dari itu pada

rangkaian pneumatik yang sudah dibuat dimasukkan data yang divariasikan tersebut. Berikut ini adalah input-input data yang diperlukan dalam rangkaian pneumatic :

- Reservoir

Dalam item “Reservoir” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini

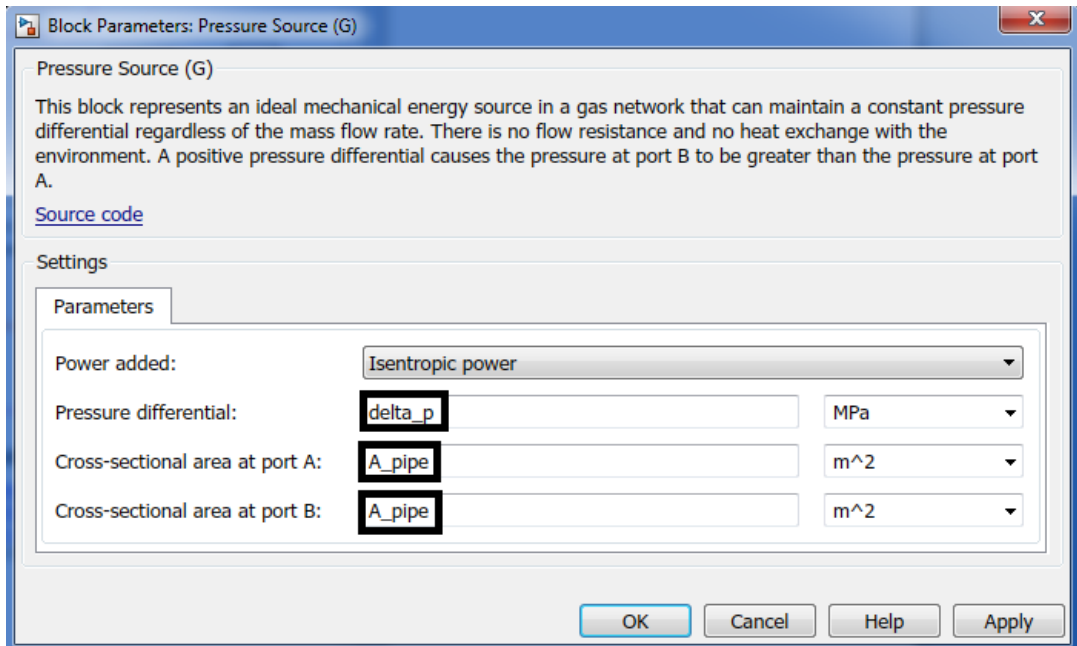


Gambar 4.9 Reservoir

Pada kolom “Reservoir pressure specification” diganti menjadi “Specified pressure”. Dalam penelitian ini “Reservoir pressure” divariasikan menjadi 6 bar, 8 bar, 10 bar, 12 bar, 14 bar, dan 16 bar. Untuk “Reservoir temperature” menyesuaikan dengan bar yang divariasikan 6 bar = 162,4° C ; 8 bar = 181,2° C ; 10 bar = 200 ° C ; 12 bar = 218,8 ° C ; 14 bar = 237,6 ° C ; 16 bar = 256,4 ° C. Untuk “Cross-sectional area at port A” yaitu ukuran diameter pipa yang digunakan sesuai dengan variasi tekanan kerjanya >6,3 bar = 75 mm - 630 mm ; 12,5 bar = 50 mm - 630 mm ; 16 bar = 20 mm - 630 mm.

- Pressure Source

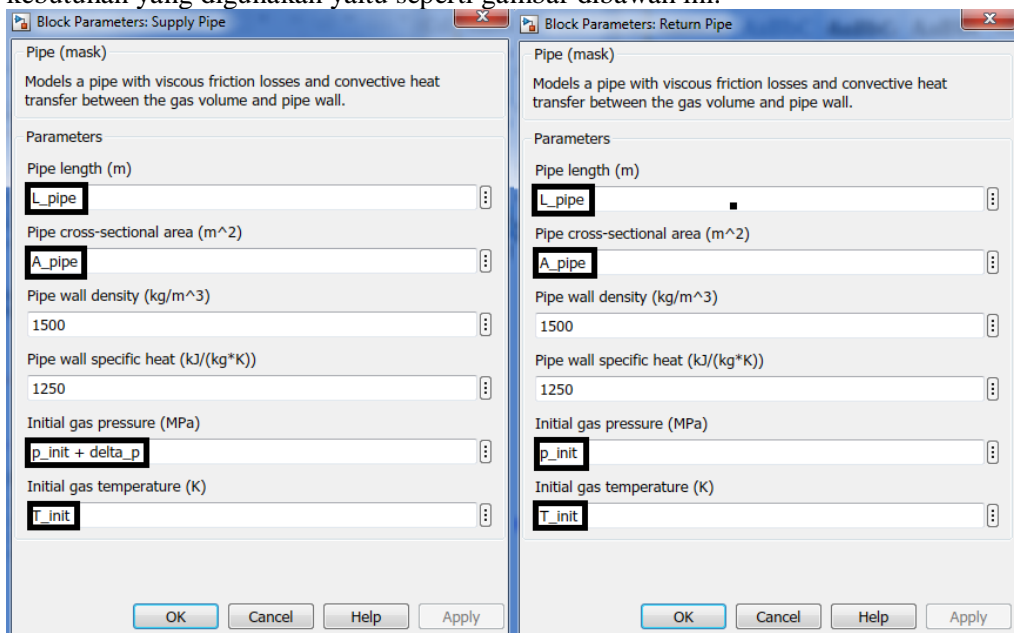
Dalam item “Pressure Source” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar 4.10 yang ada dibalik halaman ini. Untuk “Pressure differential” adalah perbedaan tekanan kerja yang di izinkan, dalam penelitian ini untuk nilai pressure differentialnya dikasih nilai 0.



Gambar 4.10 Pressure Source

- Supply Pipe dan Return Pipe

Dalam item “Supply Pipe” dan “Return Pipe” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.

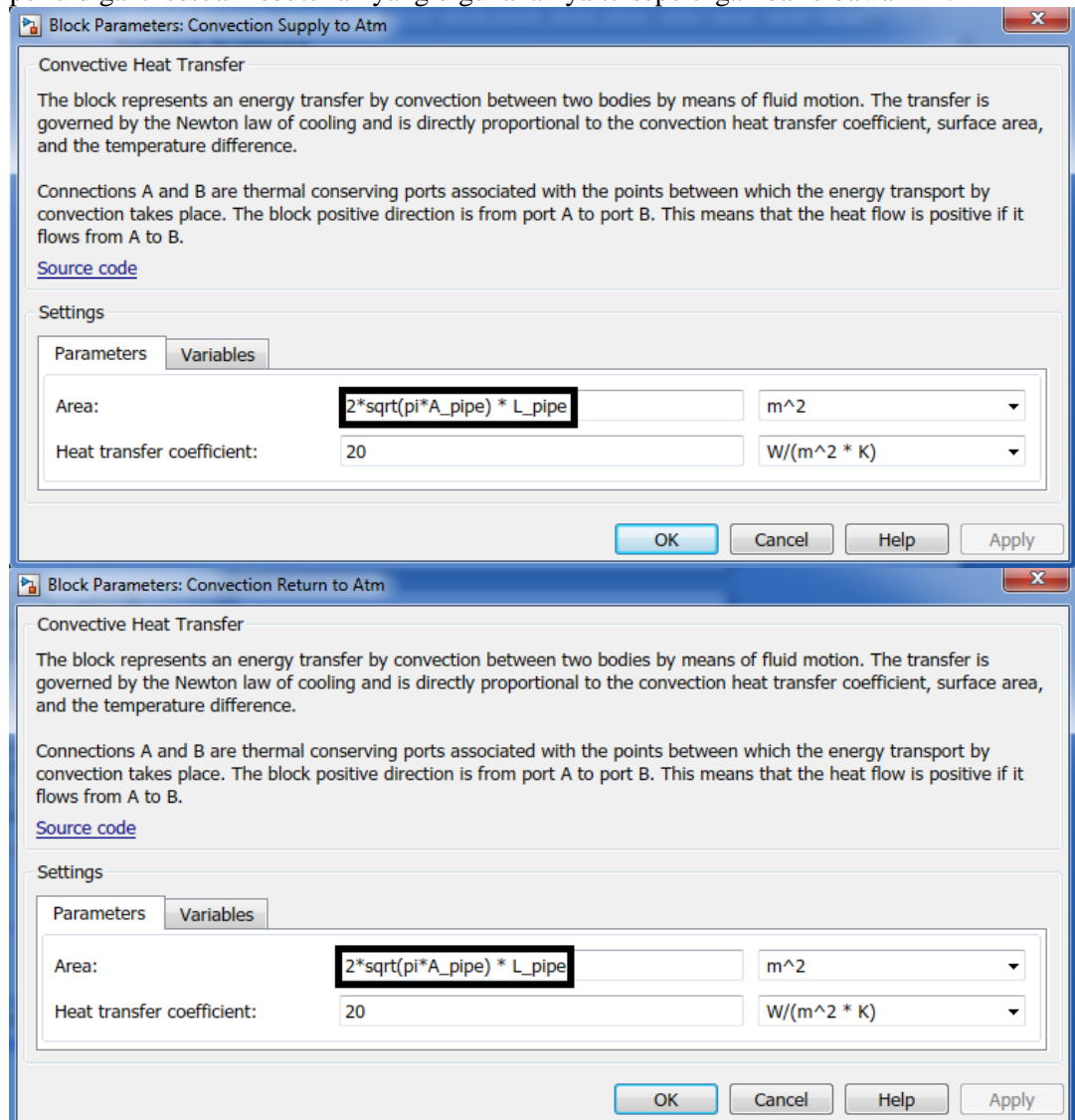


Gambar 4.11 Supply Pipe dan Return Pipe

Untuk “Pipe length” yaitu jarak dari reservoir ke valve/control dari aktuator, dalam penelitian ini jarak dari reservoir ke valve/control yaitu sebesar Untuk “Initial gas pressure” yang ada pada supply pipe yaitu tekanan kerja yang di alirkan ditambah dengan perbedaan tekanan kerja yang di izinkan, sedangkan untuk yang di return pipe hanya tekanan kerja yang di alirkan.

- Convection Supply to Atm dan Convection Return to Atm

Dalam item “Convection Supply to Atm” dan “Convection Return to Atm” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.

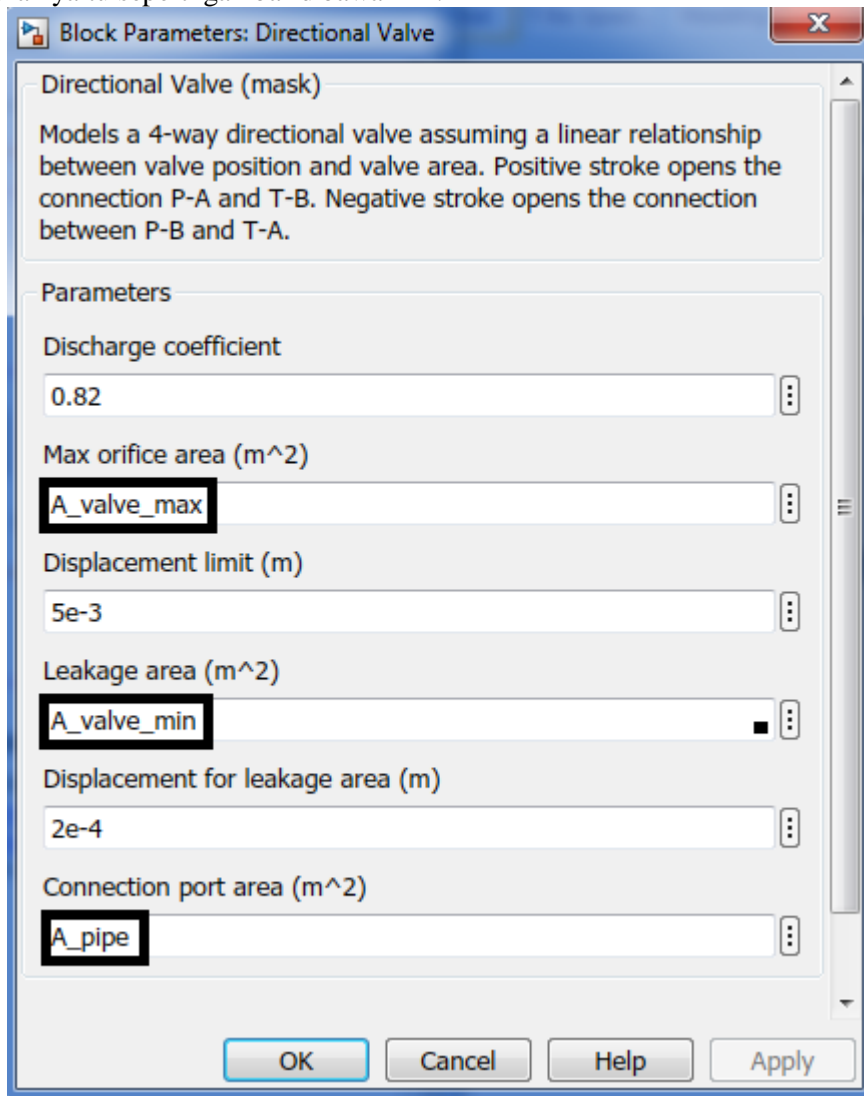


Gambar 4.12 Convection Supply to Atm dan Convection Return to Atm

Pada “Area” lakukan perhitungan $2 \times \sqrt{(\pi \times \text{diameter pipa}) \times \text{panjang pipa}}$ dari reservoir ke valve/control, lalu hasilnya dimasukkan pada kolom “Area” tersebut.

- Directional Valve

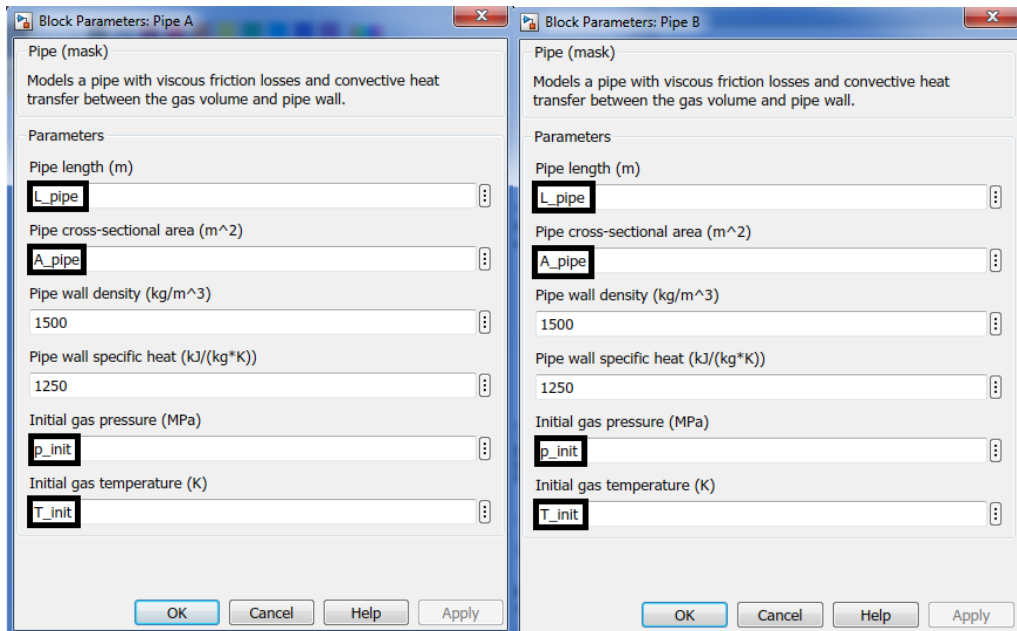
Dalam item “Directional Valve” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4.13 Directional Valve

- Pipe A dan Pipe B

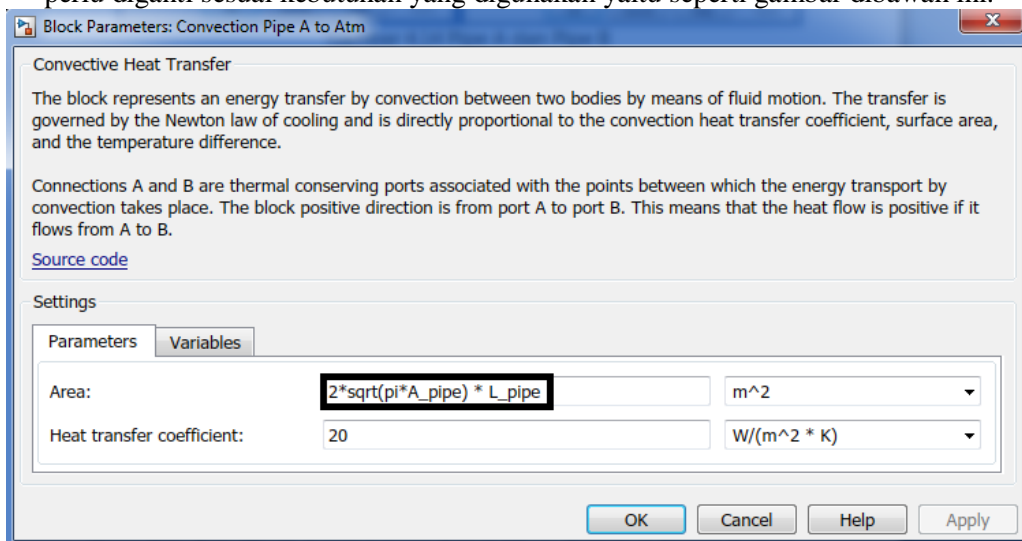
Dalam item “Pipe A” dan “Pipe B” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar 4.14 dibalik halaman ini. Untuk “Pipe Length” ini yaitu panjang pipa dari valve/control ke aktuator.

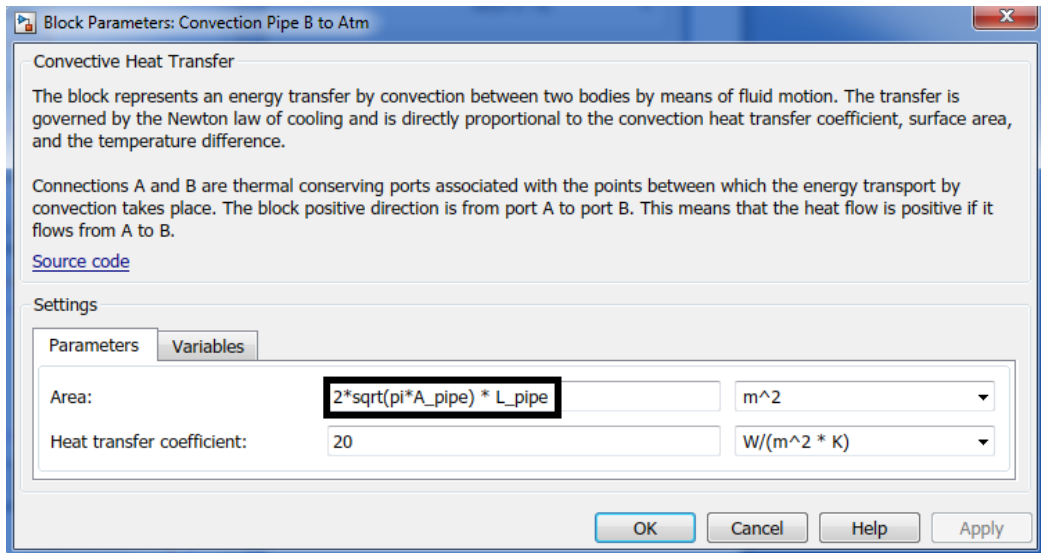


Gambar 4.14 Pipe A dan Pipe B

- Convection Pipe A to Atm dan Convection Pipe B to Atm

Dalam item “Convection Pipe A to Atm” dan “Convection Pipe B to Atm” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.



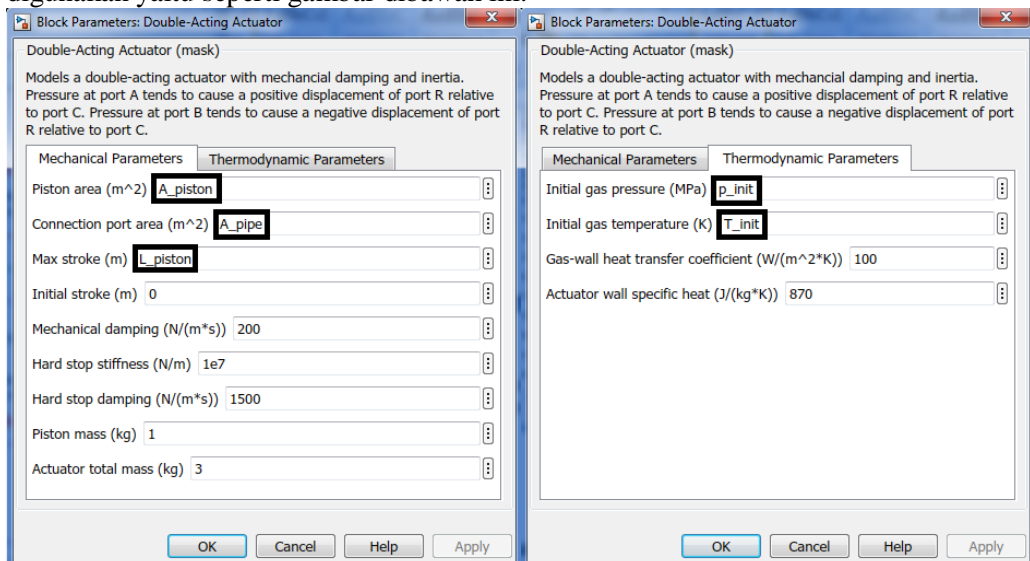


Gambar 4.15 Convection Pipe A to Atm dan Convection Pipe B to Atm

Pada “Area” lakukan perhitungan $2 \times \sqrt{(\pi \times \text{diameter pipa}) \times \text{panjang pipa}}$ dari valve/control ke aktuator, lalu hasilnya dimasukkan pada kolom “Area” tersebut.

- Double-Acting Actuator

Dalam item “Double-Acting Actuator” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.

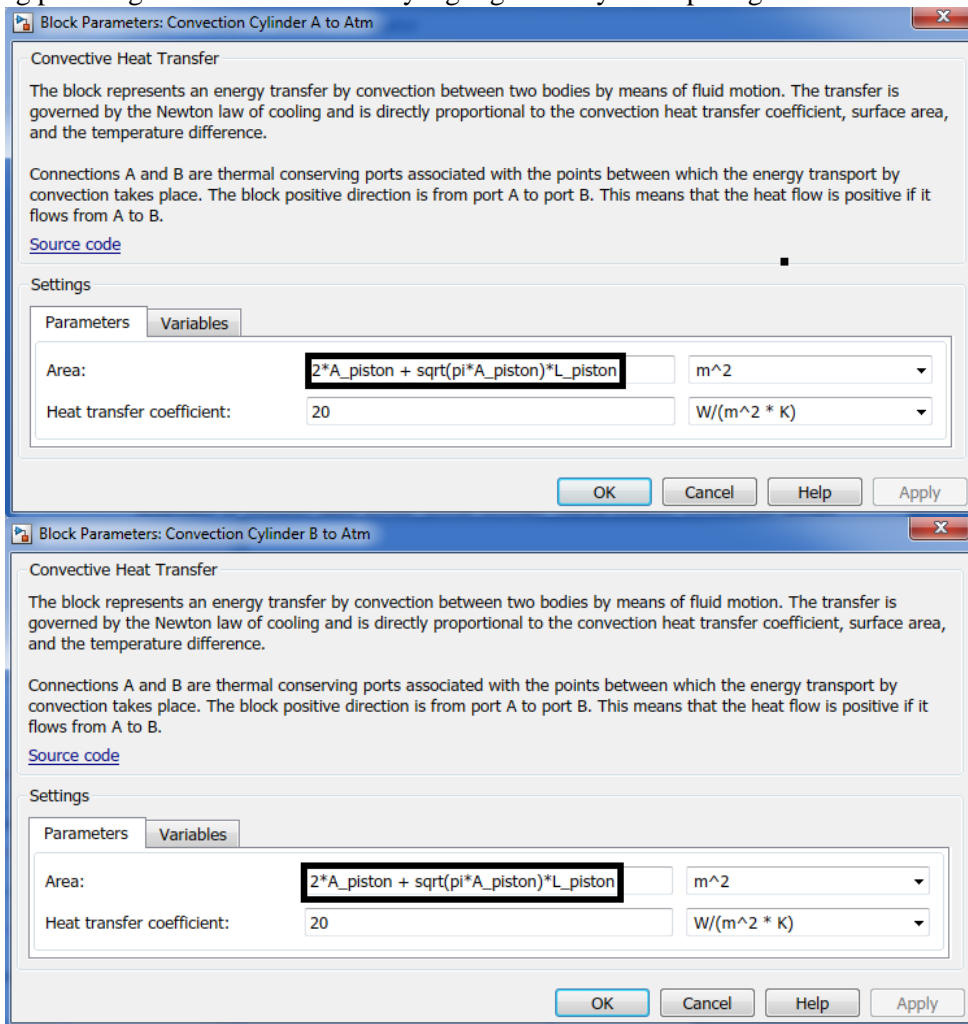


Gambar 4.16 Double-Acting Actuator

Pada penelitian ini “Piston area” dimasukkan variasi diameter piston yaitu 100 mm, 150 mm, dan 200 mm. Untuk “Max stroke” pada penelitian ini panjangnya sebesar 1000 mm.

- Convection Cylinder A to Atm dan Convection Cylinder B to Atm

Dalam item “Convection Cylinder A to Atm” dan “Convection Cylinder B to Atm” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar dibawah ini.

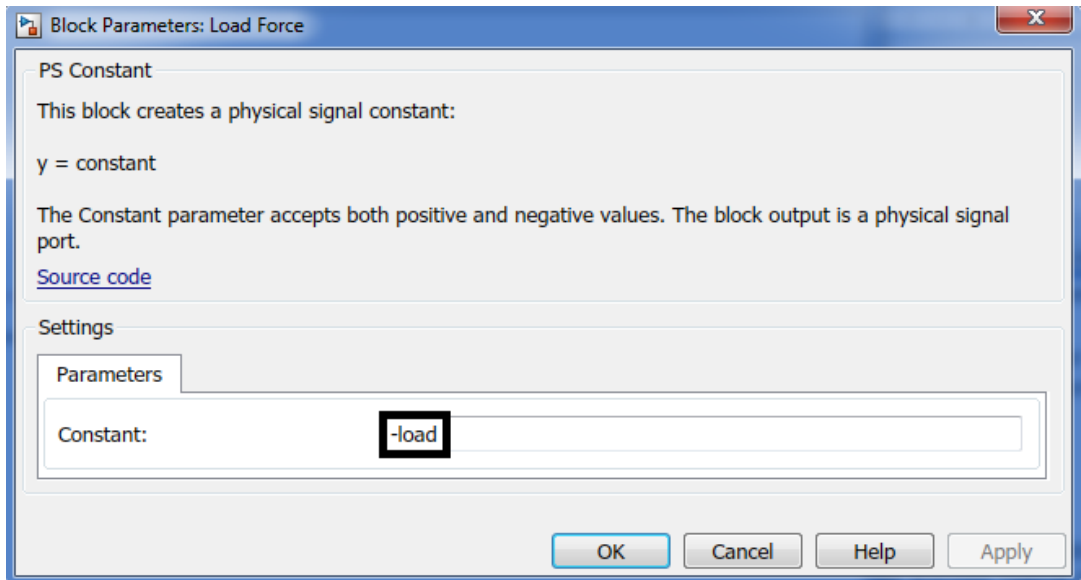


Gambar 4.17 Convection Cylinder A to Atm dan Convection Cylinder B to Atm

Pada “Area” lakukan perhitungan $2 \times \text{diameter aktuator} + \sqrt{\pi \times \text{diameter pipa}} \times \text{panjang aktuator}$, lalu hasilnya dimasukkan pada kolom “Area” tersebut.

- Load/Load Force

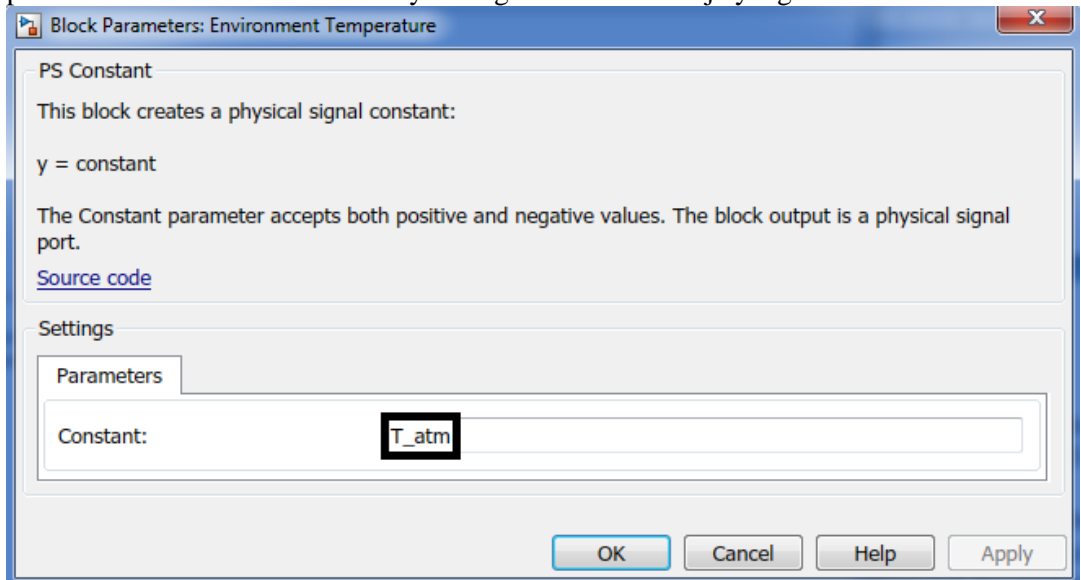
Dalam item “Load” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar 4.18 dibalik halaman ini. Pada penelitian ini “Load” dimasukkan dari nilai berat magnet yang ada pada rotor linier generator.



Gambar 4.18 Load Force

- Atm/Environment Temperature

Dalam item “Atm/Environment Temperature” ini yang perlu diganti sesuai kebutuhan yang digunakan yaitu seperti gambar 4.19 yang ada dibalik halaman ini. Dalam penelitian ini suhu udara konstannya mengikuti tekanan kerja yang divariasi.

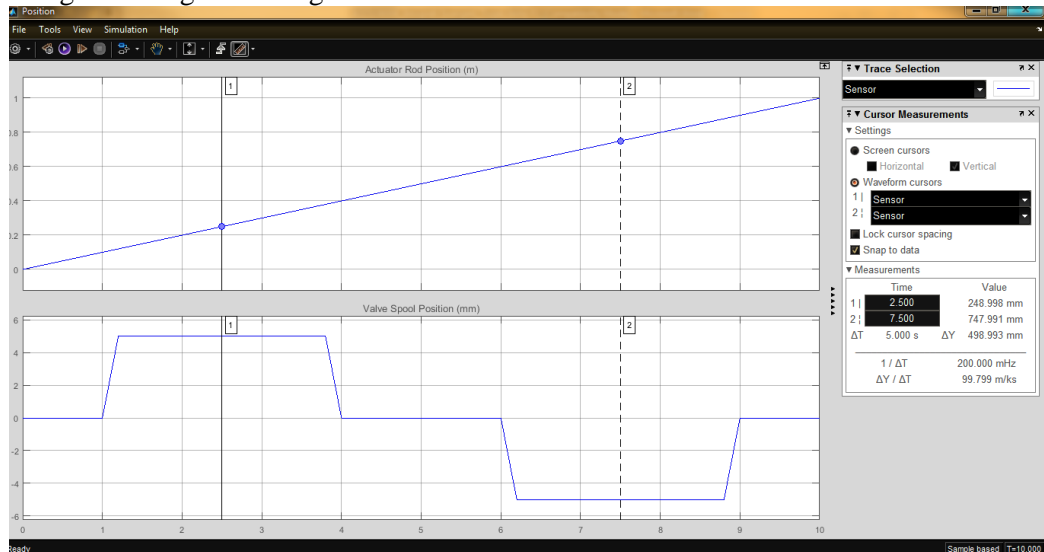


Gambar 4.19 Environment Temperature

4.6 Analisa dan Pembahasan Grafik

Pada penelitian ini dilakukan percobaan variasi dari tekanan kerja 6 bar – 16 bar dengan kelipatan per-2 bar, dan diameter piston yang divariasi 100 mm – 200 mm dengan kelipatan per-50 mm, sedangkan untuk panjang piston 1000 mm. Pada

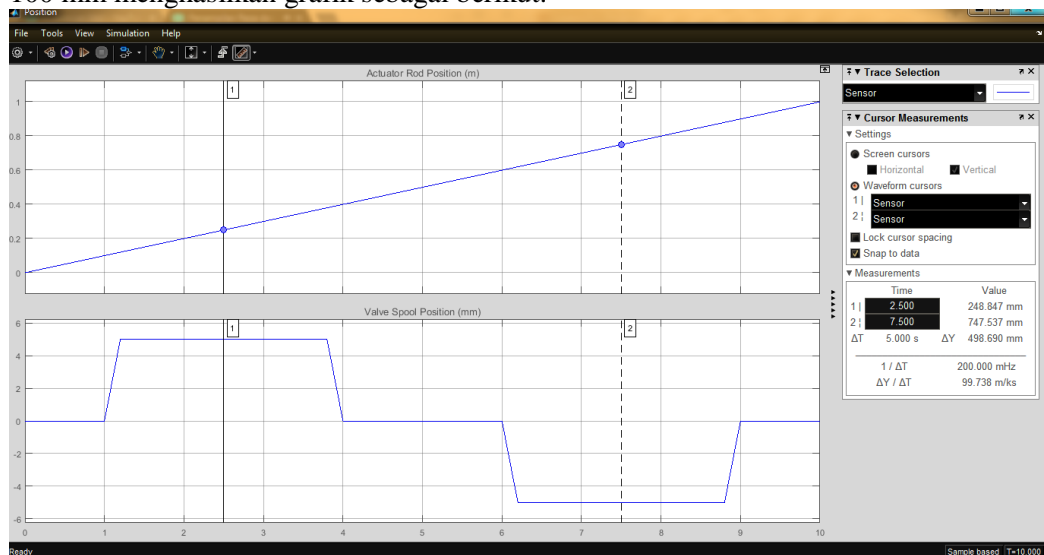
percobaan ke-1 yaitu variasi tekanan kerja 6 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.20 Grafik 6 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-1 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 248,998 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 747,991 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 99,799 m/ks.

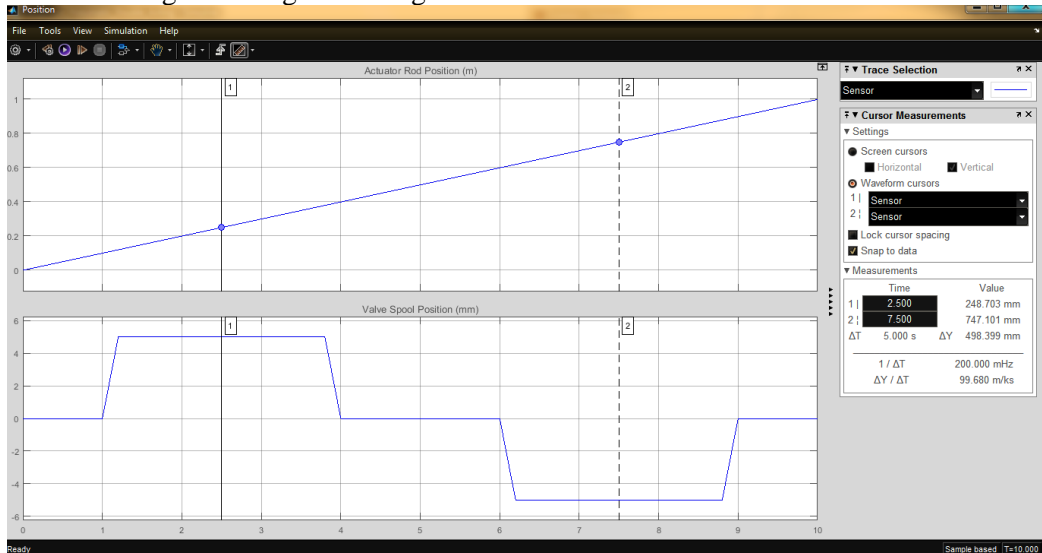
Pada percobaan ke-2 yaitu variasi tekanan kerja 8 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.21 Grafik 8 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-2 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 248,847 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 747,537 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 99,738 m/ks.

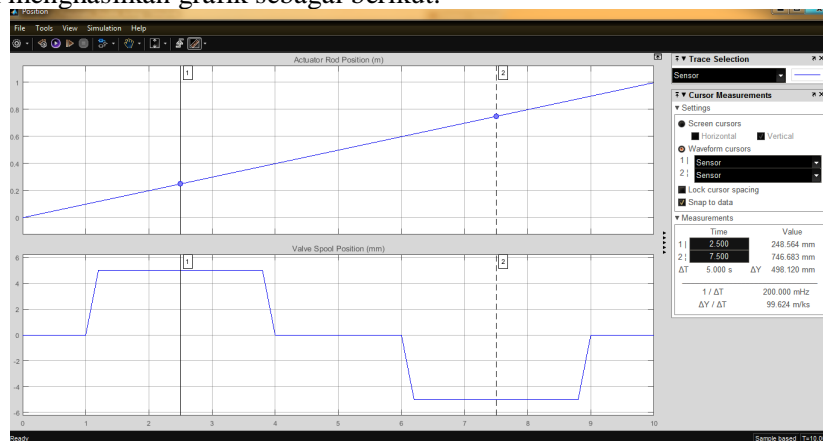
Pada percobaan ke-3 yaitu variasi tekanan kerja 10 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.22 Grafik 10 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-3 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 248,703 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 747,101 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 99,680 m/ks.

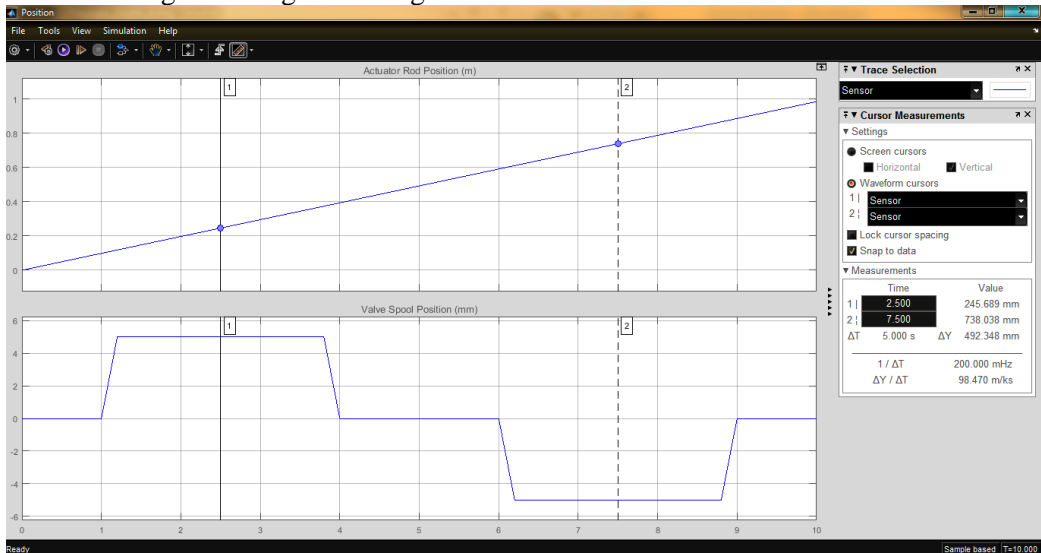
Pada percobaan ke-4 yaitu variasi tekanan kerja 12 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.23 Grafik 12 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-4 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 248,564 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 746,683 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 99,624 m/ks.

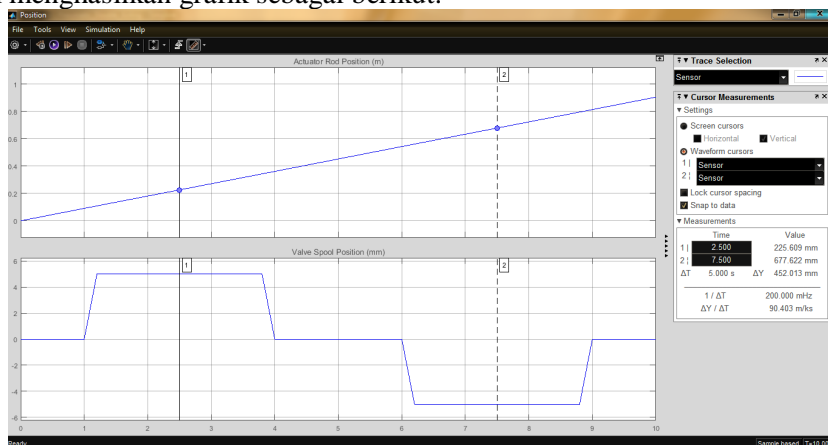
Pada percobaan ke-5 yaitu variasi tekanan kerja 14 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.24 Grafik 14 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-5 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 245,689 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 738,038 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 98.470 m/ks.

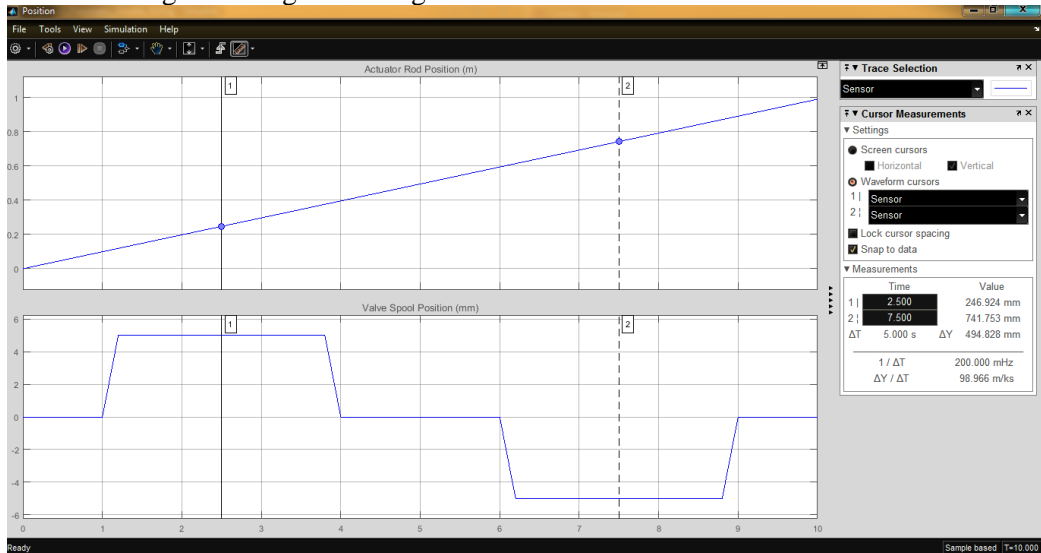
Pada percobaan ke-6 yaitu variasi tekanan kerja 16 bar dengan diameter piston 100 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.25 Grafik 16 bar dengan diameter piston 100 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-6 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 225,609 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 677,622 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 90,403 m/ks.

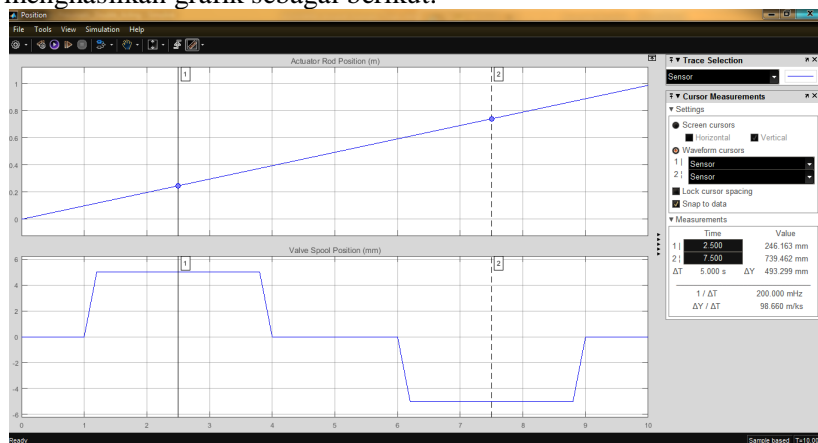
Pada percobaan ke-7 yaitu variasi tekanan kerja 6 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.26 Grafik 6 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-7 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 246,924 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 741,753 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 98,966 m/ks.

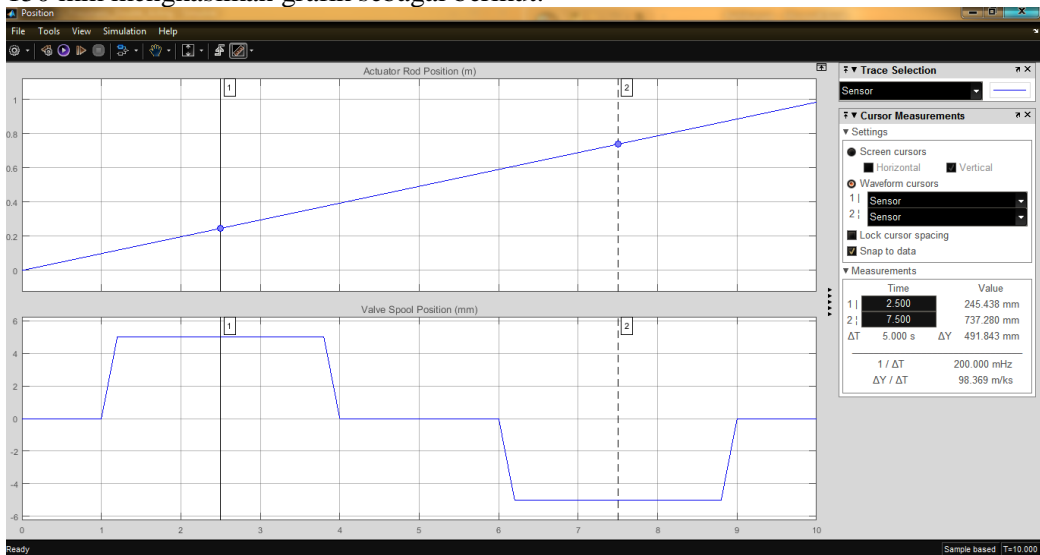
Pada percobaan ke-8 yaitu variasi tekanan kerja 8 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.27 Grafik 8 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-8 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 246,163 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 739,462 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 98,660 m/ks.

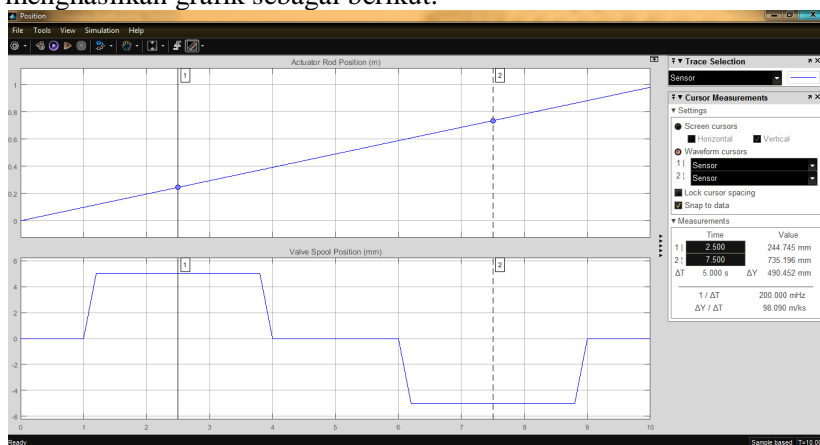
Pada percobaan ke-9 yaitu variasi tekanan kerja 10 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.28 Grafik 10 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-9 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 245,438 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 737,428 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 98,369 m/ks.

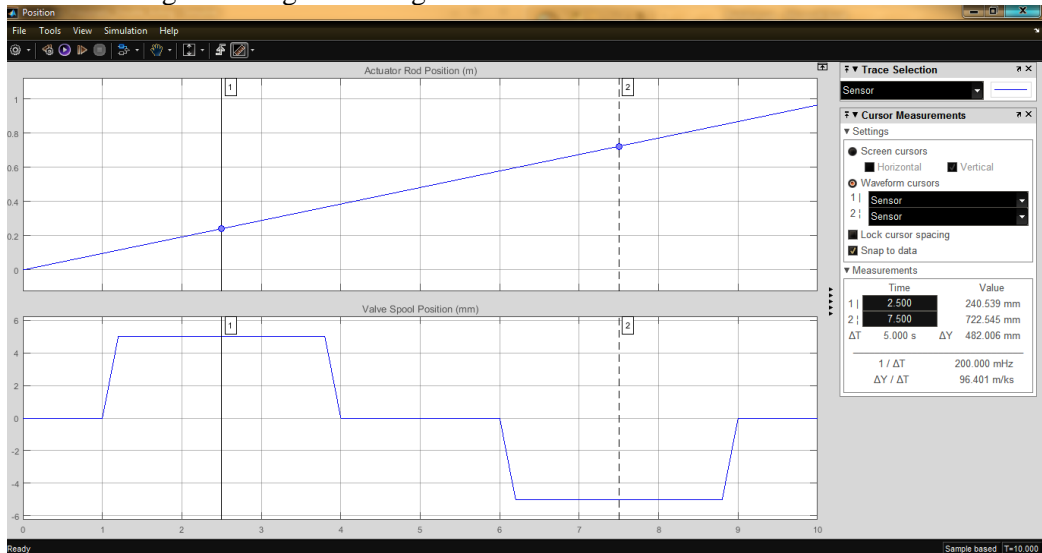
Pada percobaan ke-10 yaitu variasi tekanan kerja 12 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.29 Grafik 12 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-10 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 244,745 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 735,196 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 98,090 m/ks.

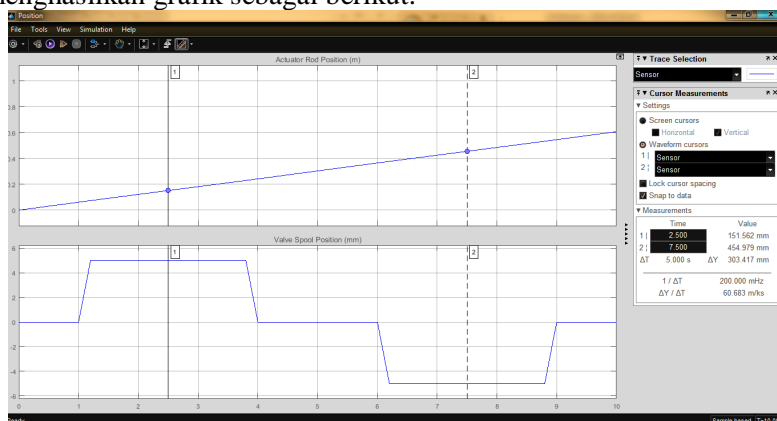
Pada percobaan ke-11 yaitu variasi tekanan kerja 14 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.30 Grafik 14 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-11 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 240,539 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 722,545 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 96.401 m/ks.

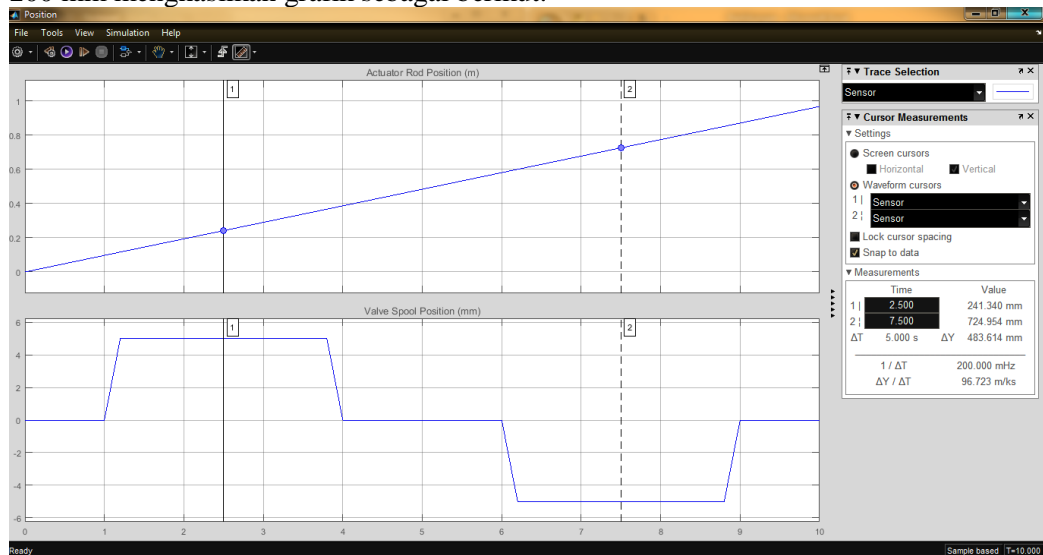
Pada percobaan ke-12 yaitu variasi tekanan kerja 16 bar dengan diameter piston 150 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.31 Grafik 16 bar dengan diameter piston 150 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-12 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 151,562 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 454,979 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 60,683 m/ks.

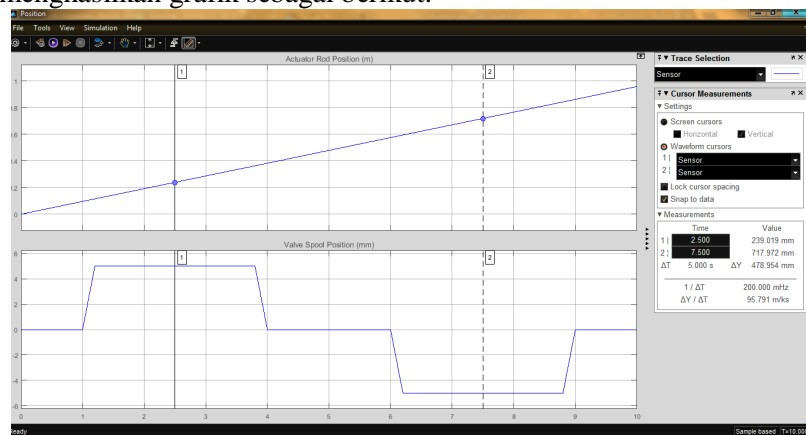
Pada percobaan ke-13 yaitu variasi tekanan kerja 6 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.32 Grafik 6 bar dengan diameter piston 200 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-13 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 241,340 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 724,954 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 96,723 m/ks.

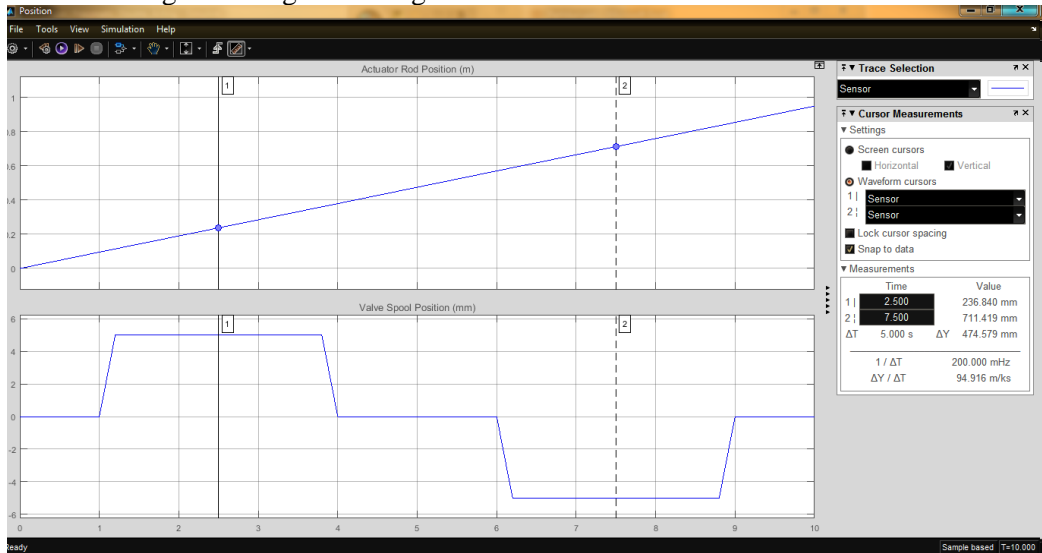
Pada percobaan ke-14 yaitu variasi tekanan kerja 8 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.33 Grafik 8 bar dengan diameter piston 200 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-14 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 239,019 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 717,972 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 95,791 m/ks.

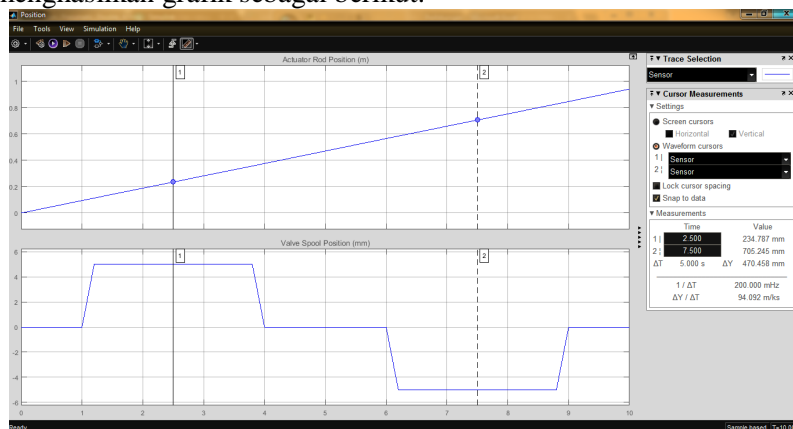
Pada percobaan ke-15 yaitu variasi tekanan kerja 10 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.34 Grafik 10 bar dengan diameter piston 200 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-15 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 236,840 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 711,419 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 94,916 m/ks.

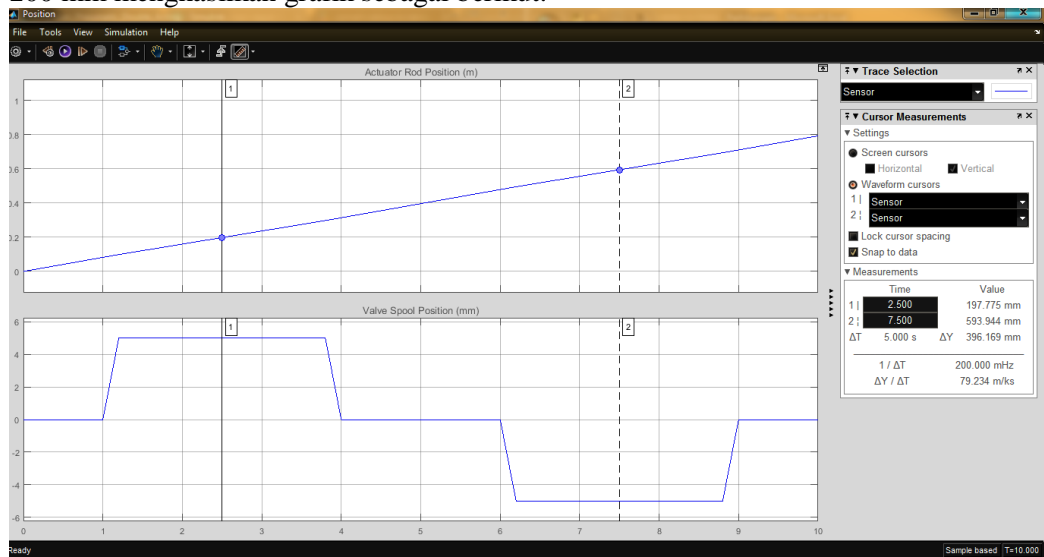
Pada percobaan ke-16 yaitu variasi tekanan kerja 12 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.35 Grafik 12 bar dengan diameter piston 200 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-16 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 234,787 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 705,245 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 94,092 m/ks.

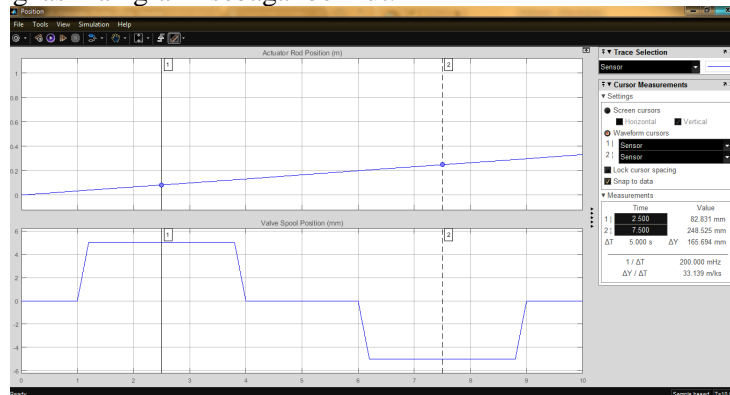
Pada percobaan ke-17 yaitu variasi tekanan kerja 14 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.36 Grafik 14 bar dengan diameter piston 200 mm

Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-17 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 197,775 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 593,944 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 79,234 m/ks.

Pada percobaan ke-18 yaitu variasi tekanan kerja 16 bar dengan diameter piston 200 mm menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.37 Grafik 16 bar dengan diameter piston 200 mm

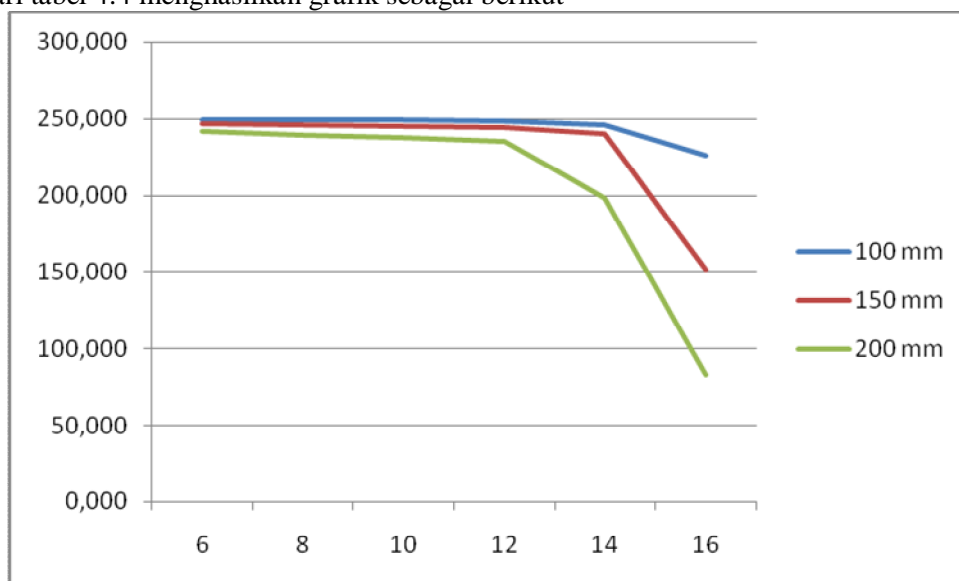
Pada pembacaan grafik pada percobaan ke-18 dihasilkan pada position 1 waktu 2,5 s mampu menghasilkan value 82,831 mm, sedangkan pada position 2 waktu 7,5 s mampu menghasilkan 248,525 mm, maka pada grafik percobaan pertama menghasilkan 33,139 m/ks.

Position 1 dalam pembacaan grafik yang sudah ada sebelumnya yaitu menjelaskan tentang “Valve Spool Position” jadi menunjukkan kinerja buka katup valve untuk kerja actuator maju. Maka dari total 18 percobaan variasi yang sudah dilakukan didapatkan hasil position 1 sebagai berikut.

Tabel 4.4 Position 1 Dari 18 Percobaan Variasi

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Position 1 : 2,5 s (mm)					
100	248,998	248,847	248,703	248,564	245,689	225,609
150	246,924	246,163	245,438	244,745	240,539	151,562
200	241,340	239,019	236,840	234,787	197,775	82,831

Dari tabel 4.4 menghasilkan grafik sebagai berikut



Gambar 4.38 Position 1 Dari 18 Percobaan Variasi

Dari grafik di atas menunjukkan bahwa ketika semakin bertambahnya tekanan kerja kinerja dari valve semakin turun. Jadi dapat disimpulkan bahwa untuk kinerja yang paling baik di position 1 ini adalah variasi piston 100 mm dengan tekanan kerja 6 bar.

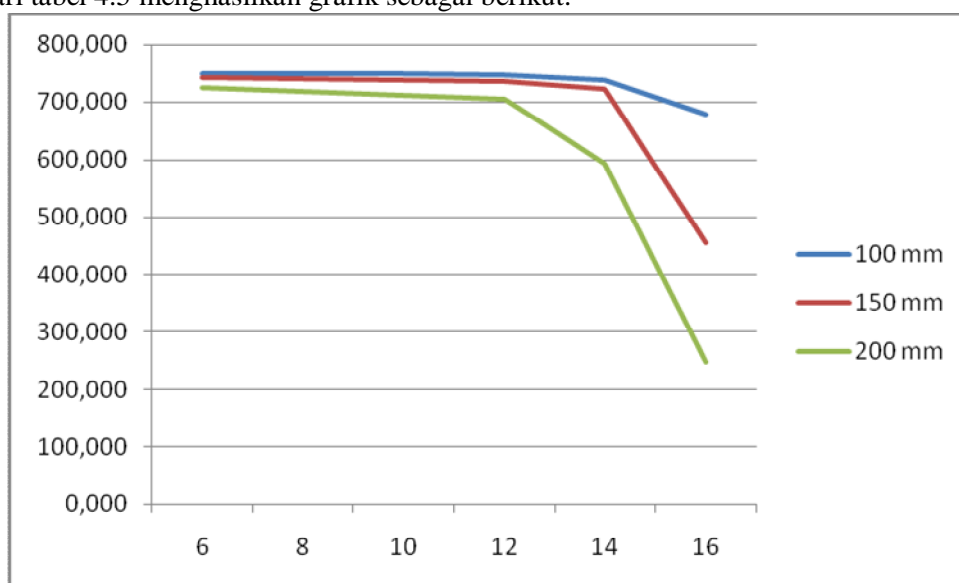
Position 2 dalam pembacaan grafik yang sudah ada sebelumnya yaitu menjelaskan tentang “Valve Spool Position”, jadi menunjukkan kinerja buka katup valve

untuk kerja actuator mundur atau balik. Maka dari total 18 percobaan variasi yang sudah dilakukan didapatkan hasil position 2 sebagai berikut.

Tabel 4.5 Position 2 Dari 18 Percobaan Variasi

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Position 2 : 7,5 s (mm)					
100	747,991	747,537	747,101	746,683	738,038	677,622
150	741,753	739,462	737,248	735,196	722,545	454,979
200	724,954	717,972	711,419	705,245	593,944	248,525

Dari tabel 4.5 menghasilkan grafik sebagai berikut.



Gambar 4.39 Position 2 Dari 18 Percobaan Variasi

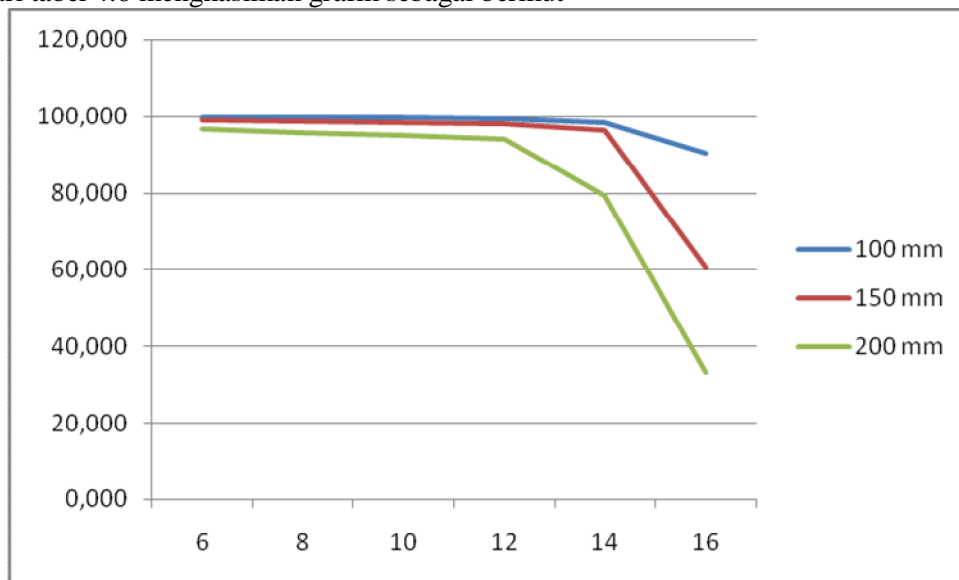
Dari grafik di atas menunjukkan bahwa ketika semakin bertambahnya tekanan kerja kinerja dari valve semakin turun. Jadi dapat di simpulkan bahwa untuk kinerja yang paling baik di position 2 ini adalah variasi piston 100 mm dengan tekanan kerja 6 bar.

$\Delta Y / \Delta T$ dalam pembacaan grafik yang sudah ada sebelumnya yaitu menjelaskan tentang kecepatan piston. Maka dari total 18 percobaan variasi yang sudah dilakukan didapatkan hasil kecepatan piston seperti dibalik halaman ini.

Tabel 4.6 Kecepatan Piston Dari 18 Percobaan Variasi

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (Bar)					
	6	8	10	12	14	16
	Respon Aktuator (m/ks)					
100	99,799	99,738	99,680	99,624	98,470	90,403
150	98,966	98,660	98,369	98,090	96,401	60,683
200	96,723	95,791	94,916	94,092	79,234	33,139

Dari tabel 4.6 menghasilkan grafik sebagai berikut

**Gambar 4.40** Kecepatan Piston Dari 18 Percobaan

Dari grafik di atas menunjukkan bahwa ketika semakin bertambahnya tekanan kerja kecepatan piston semakin turun. Jadi dapat disimpulkan bahwa untuk kecepatan piston yang paling baik adalah variasi piston 100 mm dengan tekanan kerja 6 bar.

Jadi dapat disimpulkan bahwa kendali gerak yang cocok digunakan untuk linier generator pada sistem pembangkit listrik arus air laut yaitu menggunakan variasi piston 100 mm dengan tekanan kerja 6 bar yang menghasilkan kinerja valve ketika position 1 sebesar 248,998 mm dan menghasilkan kinerja valve position 2 sebesar 747,991 mm dengan kecepatan piston 99,799 m/ks.

BAB V

KESIMPULAN dan SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian percobaan sebanyak 18 kali maka dapat disimpulkan :

1. Variasi tekanan kerja dan diameter piston yang cocok untuk sistem kendali gerak untuk linier generator pada pembangkit listrik tenaga arus air laut yaitu diameter piston 100 mm, panjang piston 1000 mm dengan tekanan kerja 6 bar yang menghasilkan respon aktuator sebesar 99,799 m/ks.
2. Pada variasi tekanan kerja 6 bar dan diameter piston 100 mm untuk langkah maju menghasilkan gaya piston 4,71 kN, sedangkan untuk langkah mundur menghasilkan gaya piston 4,29 kN.
3. Pada variasi tekanan kerja 6 bar dan diameter piston 100 mm membutuhkan udara sebesar 114 l/min.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Budi Supian. 2013. *Studi Pemanfaatan Arus Laut Sebagai Sumber Energi Listrik Alternatif di Wilayah Selat Sunda*. Jurnal Jurusan Teknik Elektro, Universitas Sultan Ageng Tirtayasa.
- [2] Bayu. 2012. *Kajian Teknis Fenomena Getaran Vorteks Pada Variasi Jumlah Oscilating Part Pembangkit Listrik Tenaga Arus Air Laut*. Skripsi Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Institut Teknologi Sepuluh November.
- [3] Samuel Marthen Taribuka, dkk. 2012. *Perencanaan Instalasi Kontrol Pneumatik Menggunakan Metode Cascade Pada Alat Pelumatan Tanah Liat Sebagai Bahan Dasar Batu Bata Merah*. Jurnal Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ambon.
- [4] Al Antoni Akhmad. 2009. *Perancangan Simulasi Sistem Pergerakan Dengan Pengontrolan Pneumatik Untuk Mesin Pengamplas Kayu Otomatis*. Jurnal Jurusan Teknik Mesin Universitas Sriwijaya.
- [5] www.intechopen.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Blitar pada tanggal 25 Juni 1994, merupakan anak ke pertama dari 2 bersaudara, penulis menempuh pendidikan di SDN Kedung Bendo 1 pada tahun 2000 – 2006, MTs NU Walisongo Sidoarjo pada tahun 2006 – 2009, SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo pada tahun 2009 – 2012, kemudian penulis melanjutkan ke jenjang studinya Diploma Tiga (D3) di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dengan jurusan Teknik Kelistrikan Kapal pada tahun 2012 – 2015, Setelah itu penulis melanjutkan ke jenjang Strata Satu (S1) di Fakultas Teknologi Kelautan – Institut Teknologi Sepuluh November. Anugrahswargani45@gmail.com